

FRIEDRICH–SCHILLER–UNIVERSITÄT JENA
PHYSIKALISCH–ASTRONOMISCHE FAKULTÄT
INSTITUT FÜR FESTKÖRPERPHYSIK

Diplomarbeit

NUMERISCHE UND EXPERIMENTELLE
UNTERSUCHUNGEN ZU DEN
THERMODYNAMISCHEN UND
STRÖMUNGSMECHANISCHEN VORGÄNGEN IN
EINEM
VIER–VENTIL–PULSATIONSRÖHRENKÜHLER

eingereicht von: Stefan Moldenhauer
geboren am: 29.01.1980 in Rudolstadt

1. Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. habil. Paul Seidel

2. Gutachter: Prof. Dr. -Ing. habil. Harald Knake

Tag der Verleihung des Diploms:

Danksagung

Hiermit möchte ich mich bei meinem betreuenden Hochschullehrer Herrn Prof. Dr. rer. nat. habil. Paul Seidel für die Ermöglichung dieser Arbeit bedanken. Für die Übernahme des Zweitgutachtens sei Herrn Prof. Dr. -Ing. habil. Harald Knake herzlich gedankt.

Besonderer Dank gilt meinem Betreuer Herrn Matthias Thürk und meinem Ansprechpartner in allen experimentellen Fragen Herrn Torsten Köttig. Vielen Dank an euch für das angenehme und fruchtbringende Arbeitsklima.

Desweiteren möchte ich Herrn Dr. -Ing. Petr Nikrityuk vom Institut für Luft- und Raumfahrttechnik der Technischen Universität Dresden für seine unkomplizierte Hilfe bei allen numerischen Problemen danken.

Die praktische Umsetzung der theoretischen Überlegungen wurde nur durch die kompetente und gute Arbeit von Herrn Torsten Hilprecht, Herrn Lutz Föllmer und den Mitarbeitern der Werkstatt M2 möglich.

Inhaltsverzeichnis

Symbole und Einheiten	1
1 Einleitung	3
1.1 Gegenüberstellung Kolbenkühler – Pulsationsröhrenkühler	4
1.2 Ziele der vorliegenden Arbeit	4
2 Voruntersuchungen	5
2.1 Systemstudium Pulsationsröhrenkühler	5
2.1.1 Hauptkomponenten	6
2.1.2 Betriebsparameter	8
2.2 Experimentelle Ergebnisse	10
2.2.1 Frequenzabhängigkeit	10
2.2.2 Dynamische Verlustleistungen	11
2.2.3 Variation der Edelstahlregeneratorlänge	12
2.2.4 Verbesserte Anströmung des Regenerators am warmen Ende	14
2.2.5 Bestimmung der Gasmassenströme über die Systemgrenzen	15
3 Modellierung	16
3.1 Modellierungsmöglichkeiten	16
3.2 Modellierung des vorhandenen Pulsationsröhrenkühlers	17
3.3 Mathematische Umsetzung	20
3.3.1 Grundlagen der Strömungsmechanik	20
3.3.2 Anwendung auf den Pulsationsröhrenkühler	21
3.4 Numerisches Lösungsverfahren	23
3.4.1 Verfahren der numerischen Strömungsmechanik	23
3.4.2 Finite-Differenzen-Methode und MacCormack-Verfahren	24
3.4.3 Anfangs- und Randbedingungen	26
3.4.4 Fehler- und Stabilitätsbetrachtungen	28
3.5 Lösungscode	29
4 Numerische und experimentelle Untersuchungen	31
4.1 Validierung des Modells	31
4.1.1 Massenstrom auf der Hauptkanalseite	31
4.1.2 Druckverlauf auf der Nebenseite	32
4.1.3 Gastemperatur	33
4.1.4 Materialtemperatur	36
4.2 Numerische und experimentelle Untersuchungsergebnisse	40
4.2.1 Optimierung des hybriden Regenerators	40
4.2.2 Untersuchungen zur Notwendigkeit des hybriden Regenerators . . .	44
4.2.3 Einfluß der coaxialen Kopplung von Regenerator und Pulsationsröhre	45
4.2.4 DC-flow-Untersuchungen	48
4.2.5 Einfluß der Massenströme über die Nebenseitenkanäle	50

5	Zusammenfassung und Ausblick	52
5.1	Prozeßverständnis	52
5.2	Optimierung des vorhandenen Pulsationsröhrenkühlers	53
5.3	Weitere Untersuchungen und Verbesserungsvorschläge	54
A	Anhang	56
A.1	Beschreibung des Lösungscode	56
A.2	Berechnete Werte des relativen DC-flow	59
A.3	Idee eines zweistufigen koaxialen Pulsationsröhrenkühlers	60
	Literatur	61
	Abbildungsverzeichnis	66
	Tabellenverzeichnis	67

Symbole und Einheiten

Physikalische Größe	Verwendete Symbole	Einheit
Freie Strömungsfläche	A_g	m^2
Gesamte Wärmeübertragungsfläche	A_w	m^2
Wärmekapazität des Gases	C_{Gas}	J/K
Wärmekapazität des Festkörpers	C_m	J/K
Reibungskraft	F_R	N
Enthalpiestrom	\dot{H}	W
Resultierende Kraft an Hauptkanalseite	\dot{I}_H	N
Resultierende Kraft an Nebenkanalseite	\dot{I}_N	N
Länge	L	m
Bruttokälteleistung	P_{Brutto}	W
Nettokälteleistung	P_{Netto}	W
Verlustleistungen	$P_{Verluste}$	W
Wärmestrom	\dot{Q}	W
Wärmestrom zwischen Gas und Festkörper	\dot{Q}_C	W
Kälteleistung	$\dot{Q}_K, \dot{Q}_{Kälte}$	W
Wärmestrom infolge koaxialer Kopplung	$\dot{Q}_{koaxial}$	W
Spezielle Gaskonstante	R_s	$J/(kg \cdot K)$
Quellterm in Energiegleichung	S_T	W
Gastemperatur	T	K
Ausströmtemperatur im Nebenauslaßkanal	T_A	K
Materialtemperatur	T_m	K
Umgebungstemperatur	T_U	K
Temperaturdifferenz	ΔT	K
Festkörpervolumen	V_{FK}	m^3
Gasvolumen	V_{Gas}	m^3
Systemvolumen	V_K	m^3
Schallgeschwindigkeit	a	m/s
Spezifische Wärmekapazität Festkörper	c_m	$J/(kg \cdot K)$
Spezifische Wärmekapazitäten Gas	c_p, c_v	$J/(kg \cdot K)$
Hydraulischer Durchmesser	d_h	m
Porosität	e	–
Kopplungsfaktor	f_{koax}	–

Reibungsfaktor	f_R	–
Gasmassenstrom	\dot{m}, \dot{m}_{Ges}	kg/s
DC-flow	\dot{m}_{DC}	kg/s
Gasmassenstrom über Hauptkanäle	\dot{m}_H	kg/s
Gasmassenstrom über Nebenkanäle	\dot{m}_N	kg/s
Druck	p	Pa
Zeitlicher Druckgradient	\dot{p}	Pa/s
Hochdruck	p_H	Pa
Systemmitteldruck	p_{Mittel}	Pa
Niederdruck	p_N	Pa
Druck am warmen Ende des Regenerators	p_{Reg}	Pa
Zeit	t	s
Zeitschrittweite	Δt	s
Geschwindigkeit	u	m/s
Geschwindigkeit im Nebenauslaßkanal	u_A	m/s
Geschwindigkeitskomponenten	$u_{k,l,m}$	m/s
Spezifisches Volumen des Gases	v	m^3/kg
Ort	x	m
Ortsschrittweite	Δx	m
Wärmeübergangskoeffizient	α	$W/(m^2 \cdot K)$
Dynamische Viskosität	η	$Pa \cdot s$
Adiabatexponent	κ	–
Wärmeleitfähigkeit des Gases	λ	$W/(m \cdot K)$
Wärmeleitfähigkeit des Festkörpers	λ_m	$W/(m \cdot K)$
Frequenz	ν	Hz
Dichte des Gases	ρ	kg/m^3
Dichte des Festkörpers	ρ_m	kg/m^3
Ausströmzeitdauer	τ_A	s

Weitere Abkürzungen

i.....Diskretisierungspunkt
 n.....Ende eines Bauteils
 pre.....Prediktorschritt
 korrKorrektorschritt
 NE/NANebeneinlaßkanal/Nebenauslaßkanal
 HE/HAHaupteinlaßkanal/Hauptauslaßkanal

Niemand zündet ein Licht an und deckt es mit einem Gefäß zu oder stellt es unter das Bett, sondern man stellt das Licht auf den Leuchter, damit alle, die eintreten, es leuchten sehen. Es gibt nichts Verborgenes, das nicht offenbar wird, und nichts Geheimes, das nicht bekannt wird und an den Tag kommt. Gebt also acht, daß ihr richtig zuhört! Denn wer hat, dem wird gegeben; wer aber nicht hat, dem wird auch noch weggenommen, was er zu haben meint.

Luk 8,16–18

1 Einleitung

Sowohl in der Technik als auch in vielen Bereichen der naturwissenschaftlich-technischen Forschung ist es notwendig, sehr tiefe Temperaturen zu erzeugen. Beispielsweise müssen zum Erreichen der supraleitenden Eigenschaften von Tieftemperatursupraleitern Temperaturen kleiner als 30 K realisiert werden. Dies soll zudem noch mit einer Kälteleistung von 100 W einhergehen, besonders für die wirtschaftliche Anwendung solcher Materialien in Elektromotoren oder sonstigen supraleitenden Magnetspulen.

Für eine derartige Kühlung gibt es zwei Möglichkeiten. Die eine ist, ein verflüssigtes Gas, wie zum Beispiel Helium, zu verwenden und durch die Verdampfung dessen, die notwendige Kälteleistung zu realisieren. Vorteil ist dabei die Verlagerung der aufwendigen Kühltechnik auf eine zentrale Anlage, welche diese Medien bereitstellt (Gasverflüssiger). Andererseits ist man stets auf einen Zugang zu solchen Medien angewiesen. Das macht eine wartungsfreie Anwendung über längere Zeiträume, zum Beispiel in der Raumfahrt, unmöglich. Eine zweite Möglichkeit ist die Verwendung von Kältemaschinen. Allerdings ist hierbei nur die Anwendung eines Kaltgasprozesses möglich, da für Temperaturdifferenzen von über 200 K kein Stoff existiert, mit dem ein Dampfkälteprozeß durchgeführt werden kann. Vorteil der Verwendung von Kältemaschinen, im Vergleich zu verflüssigten Gasen, ist die flexible und unkomplizierte Einsetzbarkeit. Zum Betrieb wird lediglich eine Energiequelle benötigt. Nachteile sind allerdings der hohe Entwicklungsaufwand und der, aufgrund des schlechten Wirkungsgrades dieser Maschinen, große notwendige Energieeinsatz.

Die folgende Arbeit soll Beiträge zum Verständnis und zur Weiterentwicklung von Pulsationsröhrenkühlern (PRKn) leisten.

1.1 Gegenüberstellung Kolbenkühler – Pulsationsröhrenkühler

Ausgangspunkt ist die thermische Zustandsgleichung eines idealen Gases in der Form

$$p = p(v, T), \quad (1)$$

wobei p der Druck, v das spezifische Volumen und T die Temperatur sind. Bei konstanter Arbeitsgasmasse besteht demnach ein funktionaler Zusammenhang zwischen Druck, Volumen und Temperatur. Gibt man zwei dieser Größen vor, stellt sich die dritte entsprechend Gleichung (1) ein. Beim Kolbenkühler gibt man das Volumen durch den Kolbenverlauf vor und eine der beiden anderen Größen über die entsprechende Prozeßführung, wie isobar, isentrop oder isotherm. Derartige Kältemaschinen sind beispielsweise Stirlingkühler [1] und Gifford–McMahon–Kühler [2]. Beim PRK hingegen, gibt man den Druckverlauf vor. Die beiden anderen Größen werden wiederum durch die Prozeßführung bestimmt [3]. Dies macht die theoretische Beschreibung des PRK–Prozesses, im Vergleich zu Kolbenmaschinen, mittels Zustandsdiagrammen schwieriger. Weiterhin ist der Gaszustand ortsabhängig, was die Modellierung erschwert. Vorteil des PRK–Prinzips ist, daß der kälteerzeugende Prozeß in Abwesenheit eines bewegten Kolbens stattfindet. Es tritt somit nicht das Problem des Ausfrierens von Schmiermittel auf. Bei Kolbenkühlern verwendet man aus diesem Grunde trockenlaufende Kolben, wodurch diese Maschinen jedoch schnell verschleifen. Somit ist der PRK, in Anbetracht des Verschleißverhaltens und der Lebensdauer, wesentlich günstiger als eine Kolbenkältemaschine. Ein weiterer Vorteil des PRKs ist seine Vibrationsarmut, infolge des Fehlens einer ständig beschleunigten Masse. Nachteil des PRKs [4] gegenüber einem Kolbenkühler ist sein geringerer Wirkungsgrad.

1.2 Ziele der vorliegenden Arbeit

Das Prinzip des PRKs wurde in den 60er Jahren von Gifford und Longworth [5, 6] vorgestellt. In der darauf folgenden Zeit wurden eine Reihe derartiger Kühler konstruiert und gebaut. Ein tiefgehendes Verständnis wurde dabei vor allem durch theoretische und experimentelle Arbeiten, wie [7, 8, 9] vorangetrieben. Trotzdem gibt es noch offene Fragen. Beispielsweise der genaue räumliche und zeitliche Gastemperaturverlauf in der Pulsationsröhre während eines Prozesses, die Wechselwirkung einzelner Verlustmechanismen und die Auswirkung der thermischen Kopplung zwischen den Bauteilen. Hierbei sei besonders die koaxiale thermische Kopplung zwischen Regenerator und Pulsationsröhre zu nennen. Zu den genannten Problemen existieren bereits erste Meßergebnisse aus Untersuchungen innerhalb dieser Arbeitsgruppe [10].

Das Gebiet ist auch nach 40 Jahren Forschung noch sehr dynamisch. Diese Arbeit soll aus einem mathematischen Ansatz heraus, zu einem besseren Verständnis des Prozesses, sowie zu einer weiteren Optimierung und Wirkungsgradsteigerung des vorhandenen Vier–Ventil–Pulsationsröhrenkühlers (VVPRKs) beitragen. Die experimentelle Validierung der Ergebnisse wird an diesem Kühler vollzogen. Im Ergebnis sollen Impulse für verbesserte PRK–Neukonstruktionen gegeben werden.

2 Voruntersuchungen

2.1 Systemstudium Pulsationsröhrenkühler

Für die Untersuchung und Charakterisierung von PRKn ist es notwendig, die am Prozeß beteiligten Bauteile, deren Interaktionen, sowie ihren Einfluß auf die Leistungsfähigkeit des Systems genauer zu betrachten. Hieraus resultiert auch das Studium wichtiger, den Prozeß bestimmender, Betriebsparameter. Der schematische Aufbau, des in der Arbeitsgruppe vorhandenen coaxialen VVPRKs, ist in der folgenden Abbildung 1 nach [11] gezeigt.

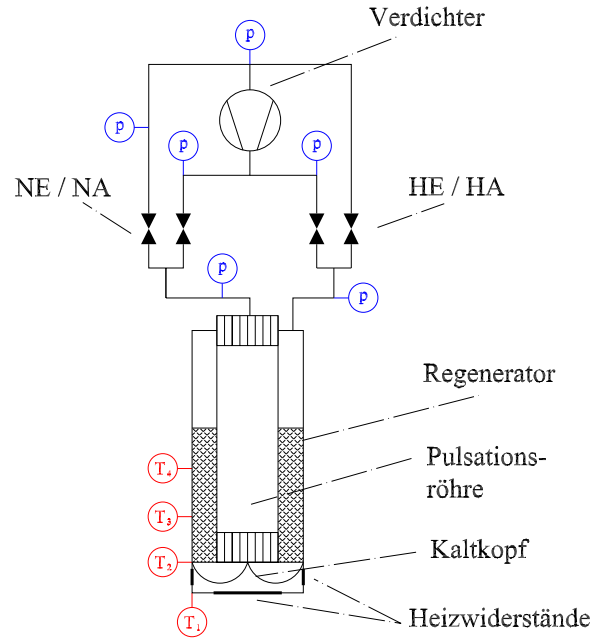


Abbildung 1: Aufbau eines coaxialen VVPRKs

Hierbei bedeuten NE Nebeneinlaßventil und NA Nebenauslaßventil. Sie befinden sich in den entsprechenden Kanälen an der warmen Seite der Pulsationsröhre. In Kanälen an der warmen Seite des Regenerators befinden sich das Haupteinlaßventil HE und das Hauptauslaßventil HA. Druckmeßstellen sind mit p angedeutet. Weiterhin sind die am Aufbau vorhandenen Temperaturmeßsensoren T_1 bis T_4 eingezeichnet.

Der PRK-Prozeß basiert auf dem Prinzip der adiabaten Entspannung und Verdichtung eines Gases. Die verlustlos erreichbare Kälteleistung ist proportional zu der vom Arbeitsgas aufgenommenen spezifischen Wärmemenge und der Masse des strömenden Fluides. Mit dem Enthalpieflußmodell nach Radebaugh [12] läßt sich die über einen Zyklus gemittelte Bruttokälteleistung P_{Brutto} eines PRKs ausdrücken durch

$$\langle P_{Brutto} \rangle = A_g \cdot \nu \cdot p_H \cdot u_A \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(\int_0^{\tau_A} \frac{T_U}{T_A} dt - \tau_A \right) . \quad (2)$$

Hierbei sind A_g die Strömungsfläche des Nebenauslaßkanals, ν die Arbeitsfrequenz des PRKs, p_H der Hochdruck, u_A die Ausströmgeschwindigkeit im Nebenauslaßkanal, T_U die Umgebungstemperatur, T_A die Ausströmtemperatur und τ_A die Zeitdauer eines Ausströmvorgangs über den Nebenauslaßkanal. Integriert wird über die Zeit t . Zu einem Enthalpiestrom aus dem System kommt es somit nur, wenn $T_A > T_U$ ist, da $\langle P_{Brutto} \rangle$ bei einem Energietransport aus dem System negativ sein muß. Im Gegensatz zu einem PRK mit passiver Phasenverschiebung, wird bei einem idealen VVPRK die gesamte aufgenommene Kälteleistung durch einen Enthalpiestrom am warmen Ende der Pulsationsröhre abgeführt.

Bei einem realen, verlustbehafteten PRK müssen zusätzlich am warmen Ende der Pulsationsröhre alle Verlustleistungen abtransportiert werden. Eine Beschreibung dieser Verlustleistungen findet man beispielsweise in [13, 14]. Folglich verringert sich die Bruttokälteleistung und die Nettokälteleistung P_{Netto} berechnet sich nach

$$P_{Netto} = P_{Brutto} - P_{Verluste} . \quad (3)$$

Dabei ist $P_{Verluste}$ die Summe aller auftretenden Verlustleistungen.

Dennoch lassen sich aus Gleichung (2) wichtige Aussagen zum Einfluß der Komponenten des PRKs, sowie zu den Betriebsparametern ablesen. So ist zu erkennen, daß die Leistungsfähigkeit des PRKs durch das verwendete Arbeitsmedium mitbestimmt wird. Je größer der Adiabatenexponent κ , desto größer die erzeugte Kälteleistung. Für Gaskältemaschinen, zur Erzeugung von Temperaturen kleiner als 20 K, ist das einzig mögliche Arbeitsgas Helium, da andere Fluide bei diesen Temperaturen und den auftretenden Drücken von über 10 bar nicht mehr gasförmig sind.

Ein Ziel dieser Arbeit besteht darin, auftretende Verlustmechanismen zu identifizieren und Vorschläge zu deren Minimierung zu unterbreiten.

2.1.1 Hauptkomponenten

Das PRK-System besteht aus den Bauteilen Verdichter, Ventilsteuereinheit, Regenerator und Pulsationsröhre sowie diese Komponenten verbindende Kanäle und Druckleitungen. Im Folgenden werden die wichtigsten Bauteile vorgestellt.

Verdichter

Die Kälteleistung ist nach Gleichung (2) direkt proportional zum Hochdruck p_H . Zur Hoch- und Niederdruckerzeugung wird üblicherweise ein kommerzieller Verdichter mit einer elektrischen Leistungsaufnahme von 5,6 kW benutzt. Der Systemmitteldruck im Dauerbetrieb ist bei dem verwendeten handelsüblichen Verdichter auf 16 bar beschränkt. Man erreicht damit einen Hochdruck von $p_H = 24$ bar und einen Niederdruck von $p_N = 8$ bar. Da diese Parameter durch die Wahl des Verdichters bestimmt sind, braucht dessen Einfluß auf den Prozeß nicht weiter untersucht werden. Folglich gibt es auch keine, in diesem Bauteil auftretenden, Verlustmechanismen zu untersuchen.

Steuerventile

Die Steuerventile öffnen und schließen die Haupt- und Nebenkanäle. Sie bestimmen den zeitlichen Verlauf von Ein- und Ausströmvorgang. Ihre Anordnung ist Abbildung 1 zu entnehmen. Im Wesentlichen müssen die Hauptventile lange genug geöffnet sein, um die Pulsationsröhre zu füllen bzw. wieder zu entleeren. Wichtig für die Leistungsfähigkeit des Systems ist die genaue Abstimmung der Steuerzeiten der Nebenventile, welche dazu dienen, das bei der Füllung der Pulsationsröhre stark erwärmte Gas zu entnehmen und durch Gas mit Umgebungstemperatur zu ersetzen. Dabei ist es wichtig, das Nebenauslaßventil nur solange zu öffnen, wie Gas mit einer Temperatur größer als Umgebungstemperatur ausströmt, da sonst ein Energietransport in das System stattfände. Nach Gleichung (2) wäre ein kurzer Ausströmvorgang mit einer hohen Temperatur T_A am günstigsten. Im Rahmen dieser Arbeit werden veränderte Steuerzeiten nicht untersucht. Ausführungen zur Vierventiltechnik beim PRK befinden sich in [15]. Es wird allerdings die Auswirkung der Größe, der über die Nebenventile getauschten Gasmasse studiert. Da alle Ventile Bauteile mit starken sprunghaften Querschnittsänderungen und Umlenkungen sind, treten beim Durchströmen dieser **Druckverluste** auf.

Regenerator

Ein wichtiges Bauteil von Kryokühlern ist der Regenerator. Er hat die Aufgabe, dem Gas zu ermöglichen, sehr große Temperaturunterschiede zu überwinden. Er ist ein Energiespeicher, entnimmt dem warmen Gas auf seinem Weg vom Verdichter in die Pulsationsröhre Energie in Form von Wärme und kühlt dieses dabei ab. Andererseits kann, mit der im Regenerator gespeicherten Energie, die Temperatur des Gases bei umgekehrter Strömungsrichtung wieder erhöht werden. Somit wird es erst möglich, das Arbeitsgas in einem Verdichter, bei einer Temperatur von über 300 K zu verdichten und selbiges in der Pulsationsröhre, bei Temperaturen kleiner als 100 K, zu entspannen. Der Regenerator bestimmt somit maßgeblich den gesamten Prozeß. Ein guter Regenerator zeichnet sich durch ein hohes thermisches Speichervermögen bei einem geringen Strömungswiderstand aus. Wichtig ist, den Wärmeeintrag durch Wärmeleitung vom warmen zum kalten Ende des Regenerators möglichst gering zu halten. Der Regenerator hat somit stark gekoppelte thermodynamische und strömungsmechanische Eigenschaften. Aus diesem Grunde ist auf die Verbesserung des Regenerators, hinsichtlich der genannten Kriterien, besonderes Augenmerk zu legen. Die im Regenerator auftretenden Verlustmechanismen sind demzufolge **Druckverlust** beim Durchströmen, **unvollständiger Wärmeübergang** aufgrund der begrenzten Kontaktzeit zwischen Gas und Regeneratormaterial oder des zu geringen thermischen Speichervermögens des Regeneratormaterials und **Wärmeeintrag durch Längswärmeleitung**. Eingehende Untersuchungen zu Verlustmechanismen im Regenerator wurden unter anderem von Rühlich [16] durchgeführt.

Pulsationsröhre

Das Bauteil in dem der kälteerzeugende Prozeß durch adiabate Entspannung stattfindet, ist die Pulsationsröhre. Prinzipiell ist das zu wählende Pulsationsröhrenvolumen abhängig von der vom Verdichter bereitgestellten Gasmenge. Ein großes Pulsationsröhrenvolumen

impliziert eine große Kälteleistung, jedoch nur, wenn der Verdichter leistungsfähig genug ist, dieses Volumen in der zur Verfügung stehenden Zeit zu füllen (**Füllungsverlust**).

Am Übergang zwischen Regenerator und Pulsationsröhre befindet sich ein Wärmeübertrager (**Kaltkopf**), an dem das zu kühlende Objekt Wärme abgibt. Im Betriebszustand stellt sich im Pulsationsröhrenmaterial ein quasistationäres Temperaturprofil ein. Hierbei nimmt das kalte Ende der Pulsationsröhre die Temperatur des Kaltkopfes an und das warme Ende Umgebungstemperatur. Dadurch kommt es infolge axialer Wärmeleitung (Längswärmeleitung) zu einem Wärmeeintrag in das System PRK, der die Nettokälteleistung vermindert. Um diesen zu minimieren, sollte die Pulsationsröhre lang und mit einer geringen Wandstärke gefertigt werden. Zumindest zur Verringerung der Längswärmeleitung sollte die Wärmeleitfähigkeit des Röhrenmaterials gering sein. Demzufolge ist eine auftretende Verlustleistung **Längswärmeleitung im Röhrenmaterial**. Eine weitere Verlustleistung in diesem Bauteil ist der **Shuttleverlust**. Dies ist ein konvektiver Wärmetransport vom warmen zum kalten Ende der Pulsationsröhre, indem kaltes Gas vom Röhrenmaterial am warmen Ende Wärme aufnimmt und diese am kalten Ende wieder an das Röhrenmaterial abgibt. Untersuchungen hierzu findet man in [17].

Ein speziell in VVPRKn auftretender Verlustmechanismus ist der **Hot-End-Loss**. Dabei handelt es sich um eine am warmen Ende der Pulsationsröhre stattfindende Gegenregeneration. Untersuchungen dazu befinden sich in [18].

Der Einfluß oben genannter Komponenten wurde in vorangegangenen Arbeiten hinreichend untersucht, zum Beispiel in [11]. Noch offen ist die Frage nach dem Einfluß von Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Bauteilen auf den Prozeß. Hierbei sei besonders die koaxiale thermische Kopplung zwischen Regenerator und Pulsationsröhre hervorzuheben. Es stellt sich die Frage, ob eine solche Kopplung den Gesamtprozeß verbessert oder verschlechtert. Bei einer in dieser Arbeitsgruppe durchgeführten Arbeit von Hackenberger [19] wurde von einer Verschlechterung ausgegangen. Dies konnte jedoch experimentell nicht nachgewiesen werden [20]. Ein weiteres Ziel der Arbeit soll sein, diese Kopplung numerisch zu untersuchen.

Desweiteren beeinflussen den Prozeß eine Reihe Betriebsparameter, deren Auswirkungen und optimalen Einstellungen noch zu untersuchen sind. Ein solcher Betriebsparameter ist beispielsweise die Prozeßfrequenz.

2.1.2 Betriebsparameter

Für den Prozeß des VVPRK sind die folgenden vier Betriebsparameter von besonderer Bedeutung.

Prozeßfrequenz

Die beim Prozeß theoretisch erreichbare Bruttokälteleistung ist nach Gleichung (2) direkt proportional zur Anzahl der Prozesse je Zeiteinheit. Allerdings nehmen mit steigender Prozeßfrequenz Verlustleistungen zu. Das liegt zum einen daran, daß die Zeit zum Befüllen und Entleeren der Pulsationsröhre (Füllverluste) kürzer wird. Zum anderen wird infolge der kürzeren Zeit weniger Wärme zwischen Gas und Regeneratormaterial über-

tragen, wodurch der Regeneratorwirkungsgrad sinkt. Weiterhin steigt mit zunehmender Strömungsgeschwindigkeit der Druckverlust. Die Zunahme all dieser Verlustleistungen ist ab einer bestimmten Frequenz größer als die Zunahme der Bruttokälteleistung. Folglich hat die Nettokälteleistung bei dieser Frequenz ein Optimum. Untersuchungen dazu befinden sich in [21, 22].

Systemdruck

Entsprechend Gleichung (2) ist die Bruttokälteleistung direkt proportional zum Hochdruck. Bei einem thermisch nicht ausgelasteten Regenerator ist das auch für die Nettokälteleistung der Fall. Allerdings ist, aufgrund des beschränkten thermischen Speichervermögens des Regenerators, die zwischen Gas und Regeneratormaterial übertragene Wärmemenge limitiert. Demzufolge bewirkt bei einem thermisch ausgelasteten Regenerator eine Systemdruckerhöhung keine Steigerung der Kälteleistung. Dies ist somit eine Möglichkeit, den thermischen Auslastungsgrad des Regenerators zu bestimmen. Je niedriger die Kühltemperatur, um so mehr wird der Regenerator thermisch belastet.

Getauschte Gasmasse über die Nebenanäle

Der Gedanke, dieser beim VVPRK realisierten Maßnahme, ist, warmes Gas (ca. 400 K) isobar durch kälteres (ca. 300 K), über zusätzlich vorhandene Nebenanäle am warmen Ende der Pulsationsröhre, zu ersetzen. Dies bewirkt eine Phasenverschiebung zwischen Druck und Massenstrom, wodurch ein Kreisprozeß mit einer von Null verschiedenen Kreisprozeßarbeit resultiert [23, 24]. Somit wird am warmen Ende der Pulsationsröhre Wärme infolge eines Enthalpiestromes vom System abgeführt. Hingegen wird an deren kalten Ende (Kaltkopf) dem System Wärme zugeführt, indem an dieser Stelle das zu kühlende Objekt angebracht ist. Folglich kommt es zu einem Energietransport vom kalten zum warmen Ende der Pulsationsröhre. Es bleibt die Frage, wie groß die über die Nebenanäle getauschte Gasmasse zu wählen ist. Die Antwort lautet, genau so groß, daß ein maximaler Enthalpiestrom vom System Pulsationsröhre an die Umgebung stattfindet. Das ist der Fall, wenn das abgeführte Gas eine möglichst hohe mittlere Temperatur und eine möglichst große Masse besitzt. Hierbei spielen der Zeitpunkt des Austauschs sowie Dauer und Massenstrom eine entscheidende Rolle.

Ausgehend von Gleichung (2) läßt sich der Enthalpiestrom aus dem System Pulsationsröhre durch eine Vergrößerung der mittleren Temperatur des ausströmenden Gases, einem großen Ausströmquerschnitt und einer kurzen Ausströmzeit maximieren. Somit muß der Zeitpunkt des Ausströmvorgangs mit dem Zeitpunkt der maximalen Prozeßtemperatur in der Pulsationsröhre übereinstimmen. Hierbei ist auch auf die Dauer des Ausströmvorgangs zu achten, da sich das Gas dabei entspannt und folglich die mittlere Ausströmtemperatur sinkt. Es gilt also, besonderes Augenmerk auf Zeitpunkt, Dauer und Menge beim Ausströmvorgang zu legen.

DC-flow

Voraussetzung einer periodischen Prozeßführung ist, daß über einen Zyklus die gleiche Masse Gas in das System VVPRK nach Abbildung 1 ein- und ausströmt. Da allerdings

bei diesem Typ des PRKs, sowohl an der warmen Seite des Regenerators als auch an der warmen Seite der Pulsationsröhre Massenströme auftreten, kann es vorkommen, daß auf einer Seite mehr Gas ein- als ausströmt. Entsprechend muß aufgrund der Massenerhaltung auf der anderen Seite weniger Gas ein- als ausströmen. Folglich resultiert ein Gasmassenstrom mit festem Vorzeichen von der Hauptkanalseite zur Nebenseite oder umgekehrt. Diesem, den oszillierenden Massenströmen auf beiden Seiten des VVPRKs überlagerten, Gleichstrom nennt man DC-flow. Theoretische und experimentelle Untersuchungen zu diesem Phänomen befinden sich in [25, 26]. Die Größe dieses DC-flow ist aus der Konstruktion vorgegeben, läßt sich jedoch beim VVPRK über verschiedene einstellbare Drosselventile in Nebeneinlaßkanal und Nebenauslaßkanal sehr genau einstellen.

Bleibt noch die Frage, welchen Wert der DC-flow annehmen muß, damit der Prozeß am effektivsten verläuft. Hierzu gibt es in der Literatur verschiedene Ansichten. Beispielsweise wurde von Ju 1997 [27] experimentell gezeigt, daß bei optimaler Justage des Bypass-Ventils eines Bypass-PRKs der DC-flow verschwindet. Dies muß jedoch nicht auf den VVPRK zutreffen. Andererseits vermutete Wang in seinen Untersuchungen von 1997 und 1998 [28], daß bei einem Doppeleinlaß-PRK ein kleiner DC-flow vom kalten zum warmen Ende der Pulsationsröhre von Vorteil ist. Ein analoges Resultat wurde auch von Gerster 1999 [29] angegeben.

Allerdings gestaltet sich die Messung des DC-flow schwierig, da nach obigen Erkenntnissen der auftretende Wert des DC-flow in der Größenordnung von 1% der pro Zyklus ein- bzw. ausströmenden Arbeitsgasmasse ist. Das macht eine experimentelle Bestimmung, aufgrund der auftretenden Meßungenauigkeit, unmöglich. Im Rahmen dieser Arbeit soll ein rechnerischer Zugang für die Abschätzung des DC-flow über die Auswertung von gemessenen Druckverläufen in der Pulsationsröhre aufgezeigt werden.

2.2 Experimentelle Ergebnisse

Für die spätere Modellierung ist es notwendig, den vorhandenen Aufbau nach Abbildung 1 zu charakterisieren und Aussagen über das Systemverhalten, bei Variation von Betriebs- und Konstruktionsparametern, zu treffen. Bei der anschließenden numerischen Untersuchung sollen nur solche Parameter studiert werden, deren Einflüsse auf die Leistungsfähigkeit des Kühlers von großer Bedeutung sind. Aus den experimentellen Studien sollen zudem Ansätze für eine mathematische Modellierung, besonders in Bezug auf die Behandlung von Randbedingungen, abgeleitet werden. Dies sind beispielsweise die Gasmassenströme über die Systemgrenzen und Aussagen zum thermischen Verhalten, sowohl des Arbeitsgases als auch des Kühlermaterials an den geometrischen Modellgrenzen.

2.2.1 Frequenzabhängigkeit

Es wurde untersucht, bei welcher Frequenz der vorhandene VVPRK bei einer geforderten Kälteleistung die niedrigste Kaltkopftemperatur hat. Dabei wurden für zwei verschiedene Kälteleistungen folgende Abhängigkeiten gefunden. Hierzu ist in Abbildung 2 die Abweichung der Kaltkopftemperatur von der jeweiligen minimalsten Kaltkopftemperatur über

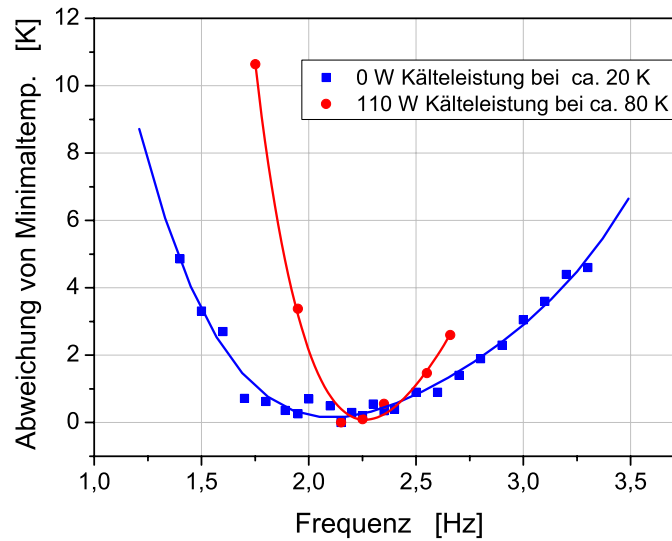


Abbildung 2: Frequenzabhängigkeit der Kaltkopftemperatur

der Frequenz aufgetragen. Die Darstellung zeigt die in Unterabschnitt 2.1.2 erläuterte Abhängigkeit. Da bei einer Kaltkopftemperatur von ca. 80 K (110 W Kälteleistung) der Regenerator weniger thermisch belastet ist als bei einer Kaltkopftemperatur von ca. 20 K (0 W Kälteleistung), bewirkt eine Senkung der Prozeßfrequenz keine wesentliche Verbesserung der Regenerationswirkung bedingt durch größere Kontaktzeiten zwischen Gas und Regeneratormaterial. Die Abnahme der Bruttokälteleistung mit fallender Frequenz, ist nach Gleichung (2) in beiden Fällen gleich. Demzufolge kommt es durch eine Senkung der Prozeßfrequenz bei 80 K zu einer schnelleren Vergrößerung der Kaltkopftemperatur und Verschlechterung des Prozesses. Als Optimalfrequenz ergibt sich bei einer Kälteleistung von 0 W ein Wert von 2,15 Hz. Mit einer Erhöhung der Kälteleistung und der damit verbundenen Vergrößerung der Kaltkopftemperatur, wird diese Optimalfrequenz leicht zu größeren Werten hin verschoben. Dieses Verhalten hat seine Ursache in der bei größer werdender Kaltkopftemperatur sinkenden thermischen Regeneratorbelastung. Folglich ist auch die Verschlechterung der Regenerationswirkung mit steigender Frequenz kleiner als bei 0 W Kälteleistung. Verbunden mit einer Zunahme der Bruttokälteleistung nach Gleichung (2) wird somit die Optimalfrequenz zu größeren Werten hin verschoben. Bei Frequenzen größer als die Optimalfrequenz, nimmt die Kälteleistung bei 80 K, beruhend auf höheren Gasgeschwindigkeiten und des entsprechend größer werdenden Druckverlustes, schneller ab als bei 20 K. Dieses Resultat wurde auch in der folgenden Untersuchung gefunden. Aus den Betrachtungen ergibt sich, daß die Optimierung der Prozeßfrequenz, aufgrund der eindeutigeren Abhängigkeit, bei großen Kälteleistungen erfolgen sollte.

2.2.2 Dynamische Verlustleistungen

Die Summe aller auftretenden dynamischen Verlustleistungen [30] wurde in Abhängigkeit von der Prozeßfrequenz ermittelt. Eine Beschreibung des dazu verwendeten Verfahrens findet man in [31]. Das Ergebnis ist in Abbildung 3 dargestellt. Der in Unterabschnitt

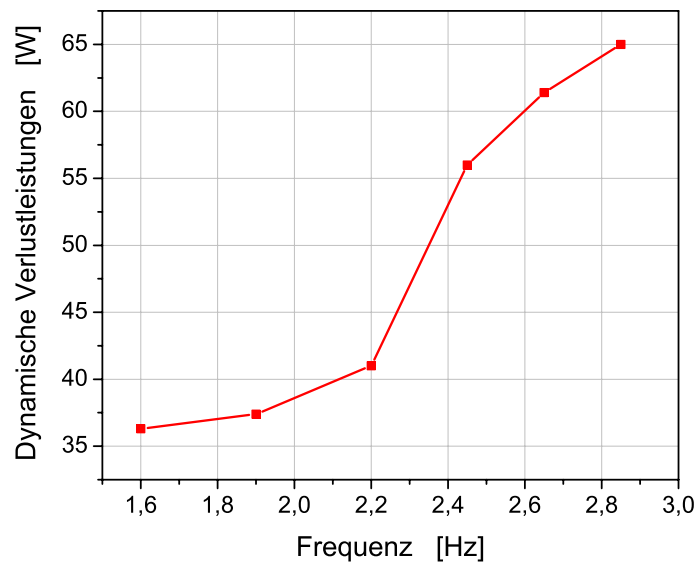


Abbildung 3: Dynamische Verlustleistungen

2.1.2 erläuterte Umstand ist hierbei auch gut zu erkennen. Beginnend bei Frequenzen kleiner als $2,15 \text{ Hz}$, nehmen bis zu dieser Optimalfrequenz die dynamischen Verlustleistungen mäßig zu und können durch die entsprechende Vergrößerung der Bruttokälteleistung überkompensiert werden. Oberhalb der Optimalfrequenz ist das nicht mehr der Fall. Jetzt nehmen die dynamischen Verlustleistungen stärker zu als die Bruttokälteleistung und nach Gleichung 3 sinkt die Nettokälteleistung. Diese nichtlineare Zunahme der dynamischen Verlustleistungen hat unter anderem ihre Begründung in der quadratischen Zunahme des Druckverlustes mit der Strömungsgeschwindigkeit und folglich mit der Frequenz. Das Ergebnis wurde bei [32] vorgestellt.

2.2.3 Variation der Edelstahlregeneratorlänge

Bei dem Regenerator des vorhandenen VVPRKs handelt es sich um einen hybriden Regenerator. Abbildung 1 zeigt dessen prinzipielle Anordnung im Gesamtsystem. Durch Abbildung 7 in Abschnitt 3.2 ist der hybride Aufbau des Regenerators verdeutlicht. Er besteht im Kaltteil aus bleibeschichtetem Bronzedrahtsiebgewebe. Dieser Regeneratorteil hat eine Länge von 43 mm . An den Bleiregenerator schließt sich ein Regenerator aus Edelstahldrahtsiebgewebe an, dessen Länge im Bereich von 60 mm bis 130 mm variiert wurde. Ziel der beschriebenen Anordnung ist, dem Abfall der spezifischen Wärmekapazität von Edelstahl bei tiefen Temperaturen durch Verwendung von Blei, welches bei Temperaturen kleiner als 60 K eine größere spezifische Wärmekapazität besitzt, entgegenzuwirken [33, 34]. Umgekehrt sollten deshalb am warmen Ende des Bleiregenerators keine Temperaturen auftreten, die größer als 60 K sind.

Der Ausgangsregenerator hatte eine Edelstahlregeneratorlänge von 84 mm . Hierbei wurde bei einer Kälteleistung von 0 W am warmen Ende des Bleiregenerators eine Temperatur von 112 K gemessen. Diese ist wesentlich größer als 60 K . Um sie zu senken, könnte man

den Bleiregenerator verkürzen oder den Edelstahlregenerator verlängern. Eine Verkürzung des Bleiregenerators kam aufgrund des hohen experimentellen Aufwandes nicht in Frage. Also wurde der Edelstahlregenerator verlängert. Dies wurde in mehreren Stufen durchgeführt und führte zu einer Senkung der Temperatur am warmen Ende des Bleiregenerators auf 94 K , bei einer Edelstahlregeneratorlänge von 132 mm . Um eine Abhängigkeit zu sehen, wurde der Edelstahlregenerator auch verkürzt. Das Ergebnis zeigt Abbildung 4. Darin ist die Temperatur am warmen Ende des Bleiregenerators über der Edelstahlregeneratorlänge aufgetragen. Es zeigt sich ein linearer Trend, der sich durch die näherungsweise

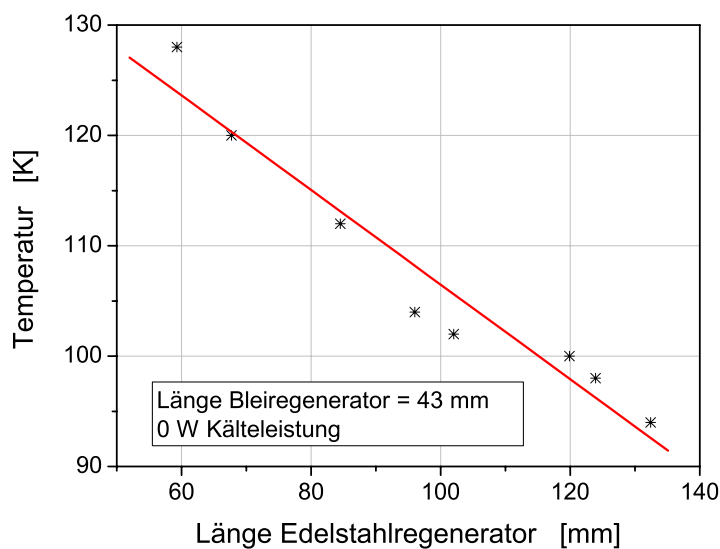


Abbildung 4: Temperatur am warmen Ende des Bleiregenerators

lineare axiale Temperaturverteilung im Regenerator begründen läßt. Durch die Veränderung der Edelstahlregeneratorlänge wurde das gesamte Temperaturprofil im Regenerator verschoben. Andere Effekte, wie zum Beispiel eine geänderte Geschwindigkeitsverteilung, haben keinen so großen Einfluß, um diese lineare Abhängigkeit zu stören. Die notwendige günstigere Temperaturverteilung läßt sich also durch eine Verlängerung des Edelstahlregenerators bewirken.

Stellt sich die Frage, ob dies auch zwangsläufig zu einer Prozeßverbesserung führt. Daraufhin wurden zu jeder dieser Edelstahlregeneratorlängen Leistungsmessungen im Bereich von 0 W bis 110 W Kälteleistung durchgeführt. Abbildung 5 stellt die Kaltkopf-temperatur in Abhängigkeit von der Edelstahlregeneratorlänge für Kälteleistungen von 0 W , 60 W und 110 W dar. Bei 0 W Kälteleistung zeigt sich eine stetige Senkung der Kaltkopf-temperatur mit der Regeneratorlänge. In diesem Fall bewirkt jede Verlängerung des Edelstahlregenerators eine Verbesserung des Prozesses. Es kommt zu dem Verhalten, weil der Regenerator bei 0 W Kälteleistung, wegen des hohen zu bewältigenden Temperaturunterschiedes von Umgebungstemperatur (etwa 300 K) auf Kaltkopf-temperatur (etwa 20 K), thermisch ausgelastet ist und sich folglich am Ende seines thermischen Speichervermögens befindet. Dementsprechend bewirkt jede Regeneratorverlängerung eine Verbesserung sei-

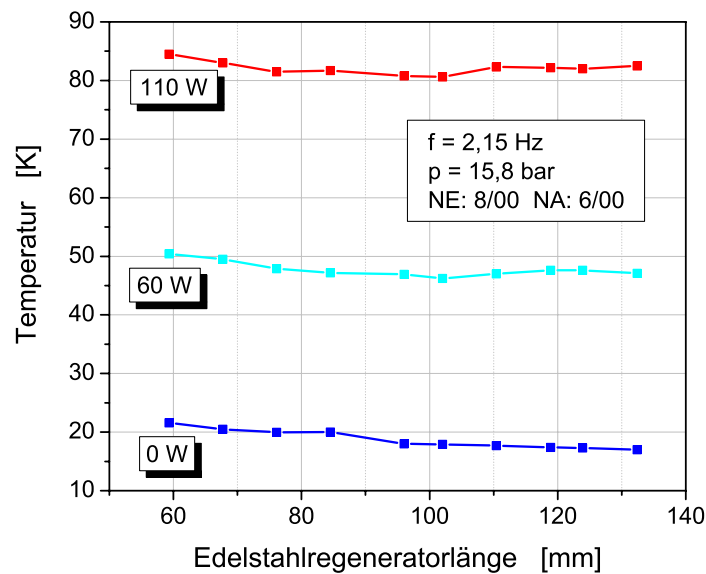


Abbildung 5: Kaltkopftemperatur in Abhängigkeit von der Edelstahlregeneratorlänge

nes thermischen Speichervermögens. Nicht zuletzt steigt auch, aufgrund der oben beschriebenen günstigeren Temperaturverteilung, sein thermisches Speichervermögen. Hingegen ist bei größeren Kälteleistungen eindeutig eine Optimallänge zu erkennen. Die Ursache dafür ist, daß die thermische Regeneratorverbesserung eine Vergrößerung des Druckverlustes beim Durchströmen dessen bedingt. Dieser Effekt wird bei 0 W Kälteleistung von der thermischen Regeneratorverbesserung noch überkompensiert. Zu erwarten ist, daß ab einer bestimmten Länge das auch bei 0 W Kälteleistung nicht mehr der Fall ist. Bei großen Kälteleistungen hingegen ist dieser Punkt bereits bei Edelstahlregeneratorlängen um 100 mm erreicht, da der Effekt der thermischen Regeneratorverbesserung, wegen der geringeren thermischen Regeneratorbelastung, schwächer zum tragen kommt. Die Regeneratorlänge wurde, mit der Zielsetzung einer hohen Kälteleistung bei 80 K, auf diese Länge festgelegt.

2.2.4 Verbesserte Anströmung des Regenerators am warmen Ende

Bei der vorhandenen Konstruktion führten zwei Kanäle mit jeweils 6 mm Durchmesser von den Haupteinlaßventilen zum warmen Ende des Edelstahlregenerators. Da dieser aus ca. 8 mm breiten Edelstahlringen mit einem mittleren Durchmesser von 50 mm besteht, wurde er, aufgrund der Anströmung lediglich zweier Ausschnitte mit 6 mm Durchmesser, im warmen Bereich nur zum Teil ausgenutzt. Diesen Umstand galt es zu verbessern. Hierzu wurde eine Prallscheibe mit einer Vielzahl von 3-mm-Bohrungen, auf welche die Gasmassenströme prallen und sich verteilen, zwischen Anströmkänen und Regenerator angebracht. Das bewirkte eine Senkung der Kaltkopftemperatur bei 110 W um 2 K. Eine Photographie dieser Prallscheibe ist in Abbildung 6 zu sehen.



Abbildung 6: Prallscheibe vor dem Regenerator

2.2.5 Bestimmung der Gasmassenströme über die Systemgrenzen

Diese Untersuchung ist notwendig, um Qualität und Aussagekraft der späteren numerischen Simulation des PRK-Prozesses zu bewerten und Aussagen über Randbedingungen zu gewinnen. Aufgabe war es, die zeitlichen Gasmassenstromverläufe auf der Hauptkanalseite, also am warmen Ende des Regenerators und auf der Nebenseite, dem warmen Ende der Pulsationsröhre, über eine Prozeßperiode zu bestimmen. Es sei hierzu auf Abbildung 1 und zur weiteren Verdeutlichung auf das in Abbildung 7 in Abschnitt 3.2 dargestellte eindimensionale Modell des VVPRKs verwiesen. Eine Möglichkeit besteht darin, auf die gemessenen zeitlichen Druckverläufe in der Pulsationsröhre zurückzugreifen. Aus der zeitlichen Ableitung der thermischen Zustandsgleichung eines idealen Gases ergibt sich, bei zeitlich konstanter Gastemperatur T und räumlicher Homogenität,

$$\dot{m} = \frac{\dot{p} \cdot V_K}{R_s \cdot T} . \quad (4)$$

Mittels des gemessenen zeitlichen Druckverlaufes \dot{p} in der Pulsationsröhre und des vorab bestimmten Systemvolumens V_K , läßt sich daraus der Gasmassenstrom \dot{m} über die Systemgrenze Pulsationsröhre berechnen. Dabei ist R_s die spezielle Gaskonstante des Arbeitsgases Helium.

Problematisch hierbei ist das gleichzeitige Auftreten von Massenströmen auf Haupt- und Nebenseite. Dieses Problem wurde gelöst, indem der Massenstrom auf der Hauptkanalseite \dot{m}_H unterbrochen wurde und somit nur ein Massenstrom auf der Nebenseite \dot{m}_N möglich war. Aus dem so gemessenen Druckverlauf kann der Massenstrom über die Nebenseite nach Gleichung (4) berechnet werden. Anschließend wurde der zeitliche Druckverlauf bei normalen Strömungsverhältnissen gemessen. Mit Gleichung (4) läßt sich daraus der Gesamtmassenstrom \dot{m}_{Ges} über die Systemgrenze Pulsationsröhre berechnen. Aus der Differenz beider Massenströme ergibt sich der Massenstrom über die Hauptkanäle

$$\dot{m}_H = \dot{m}_{Ges} - \dot{m}_N . \quad (5)$$

Somit stehen zeitliche Gasmassenstromverläufe auf Haupt- und Nebenseite zur Verfügung. Die beschriebene Methode hat allerdings zwei große Nachteile. Erstens wird von einer räumlich und zeitlich konstanten Temperatur im gesamten PRK ausgegangen. Hierfür wurde Umgebungstemperatur angenommen. Es kommt jedoch beim Betrieb des PRKs unvermeidlich zu einer Abkühlung, so daß bei einer Berechnung der Massenströme mit Gleichung (4) Abweichungen gegenüber den tatsächlich auftretenden Werten entstehen. Zweitens wurde der Massenstrom über die Nebenseiten unabhängig vom Massenstrom über die Hauptkanäle bestimmt. Somit kommt der Einfluß des Massenstromes über die Hauptkanäle im Ergebnis nicht zum tragen. Er spielt jedoch eine Rolle, da er die Druckverhältnisse in der Pulsationsröhre und damit die treibende Kraft des Massenstromes über die Nebenseiten beeinflusst. Aus diesen Überlegungen schlußfolgernd, ist die quantitative Aussagekraft der ermittelten Massenströme beschränkt. Eine weitere Methode bestünde in der Messung der Massenströme mittels Hitzedrahtanemometrie (HDA) [35]. Das war im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht möglich.

3 Modellierung

In allen aufgeführten Gleichungen werden für den Ort das Symbol x und für die Zeit das Symbol t verwendet.

3.1 Modellierungsmöglichkeiten

In diesem Abschnitt sollen drei Arten der mathematischen Modellierung von thermodynamischen und strömungsmechanischen Systemen erläutert sowie ihre Möglichkeiten und Grenzen verglichen werden. Aus den Betrachtungen wird eine Entscheidung für eines dieser Modelle erfolgen.

Modellierung erster Art

Bei dieser Modellierung [36] sind die Zustandsgrößen im Inneren des Systems räumlich konstant. Es wird keine Betrachtung von Verlustmechanismen durchgeführt. Dennoch eignet sich das Modell gut zur Berechnung der Bruttokälteleistung. Gleichung (2) in Abschnitt 2.1 wurde mit einem solchen Modell aufgestellt. Diese Art der Modellierung wurde unter anderem von Hofmann und de Boer auf den PRK angewandt [37, 38].

Modellierung zweiter Art

Modelle zweiter Art sind eine Erweiterung der Modellierung erster Art. Hierbei wird zusätzlich eine Betrachtung der in Unterabschnitt 2.1.1 aufgeführten Verlustmechanismen vorgenommen. Allerdings werden diese unabhängig voneinander untersucht. Es ist möglich, mittels einer quantitativen Bestimmung aller Verlustleistungen, eine Abschätzung für die Nettokälteleistung des PRKs nach Gleichung (3) zu erhalten. Ein Nachteil dieser Modellierung ist die stationäre Betrachtungsweise der physikalischen Vorgänge. Es existieren bereits eine Vielzahl von Modellen zweiter Art, zum Beispiel [17]. Prinzipiell beschäftigt man sich mit den Verlustmechanismen und versucht durch eine Minimierung

dieser, den PRK zu optimieren. Innerhalb unserer Arbeitsgruppe wurden zu den Verlustmechanismen eine Reihe von Arbeiten durchgeführt, unter anderem von Dürselen [13], Reißig [14] und Gerster [18].

Beide Modelle besitzen einen großen Nachteil. Die Bilanzgrenzen sind die realen Systemgrenzen. Somit sind die thermodynamischen und strömungsmechanischen Größen innerhalb der gewählten Kontrollvolumina räumliche Mittelwerte der im System auftretenden Größen. Es lassen sich keine Aussagen zur räumlichen Verteilung der Zustandsgrößen, wie der Gastemperatur in der Pulsationsröhre treffen. Demzufolge ist es nur begrenzt möglich, solche Modelle zur Optimierung des inneren Aufbaus eines PRKs zu verwenden. Hier sei ganz aktuell auf den Aufbau des hybriden Regenerators hingewiesen.

Modellierung dritter Art

Zur Modellierung des thermodynamischen und strömungsmechanischen Prozesses wird das betrachtete System in eine Vielzahl von Bilanzräumen unterteilt, auf welche die Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie angewandt werden. Dies führt im Allgemeinen auf ein System von fünf gekoppelten, nichtlinearen, partiellen Differentialgleichungen. Eine genauere Betrachtung dieser erfolgt in Abschnitt 3.3. Hinzu kommt, daß die physikalischen Vorgänge im PRK stark instationär sind. Zu dieser Art der Modellierung existieren bereits, auf den PRK angewandte, mehr oder weniger aufwendige Modelle. Hier seien besonders die Arbeiten von Schroth und Kirkonnel [39], Jeong und Nam [40], Rühlich [41] und Hofmann [42] zu nennen. Rühlich beschäftigt sich dabei mit einer dreidimensionalen Umströmung des Regeneratormaterials, um eine optimale Form dessen abzuleiten. In der Arbeit von Jeong und Nam wird ein Regenerator eindimensional modelliert und Rechenergebnisse mit Messungen verglichen. Schroth und Kirkonnel beschäftigen sich in ihrer Arbeit mit der Modellierung der Pulsationsröhre, sowohl eindimensional als auch zweidimensional. Nachteil dieser Arbeiten ist, daß, außer in der Arbeit von Hofmann, keine Gesamtbetrachtung des PRKs, bestehend aus Strömungskanal auf der Hauptventilseite, Regenerator, Pulsationsröhre und Strömungskanal auf der Nebenventilseite, erfolgt, so daß eine Interaktion der einzelnen Komponenten sowie das gesamte Prozeßverhalten nicht untersucht werden können.

In dieser Arbeit soll genau das erfolgen. Es müssen dabei einige Einschränkungen in Bezug auf Randbedingungen und quantitative Aussagekraft der Modellierung in Kauf genommen werden. Es soll ein Modell entwickelt werden, mit dem man in der Lage ist, konstruktive Parameter des PRKs in der Simulation zu variieren und daraus Tendenzen für eine experimentelle Untersuchung abzuleiten.

3.2 Modellierung des vorhandenen Pulsationsröhrenkühlers

Nachdem eine Entscheidung für die Modellierung dritter Art gefallen ist, werden jetzt einige notwendige Annahmen und Vereinfachungen getroffen, die eine Realisierung der Modellierung ermöglichen.

Vereinfachungen

- Eindimensionale Modellierung
- Verwendung des Idealgasgesetzes für das Arbeitsfluid Helium
- Konstanter Strömungsquerschnitt in den einzelnen Bauteilen

Annahmen

- Die koaxiale thermische Kopplung zwischen Regenerator und Pulsationsröhre ist durch einen stationären Wärmestrom zwischen beiden Bauteilen gegeben, wobei der thermische Widerstand der Wärmeleitwiderstand der Pulsationsröhre ist [30].
- Der Wert aller Zustandsgrößen und Konstruktionsparameter ist über den Strömungsquerschnitt konstant.
- Es treten keine Wärmestrahlung und externen Feldkräfte auf.
- An Stellen starker Verwirbelungen, zum Beispiel bei sprunghaften Querschnittsveränderungen am Übergang zwischen zwei Bauteilen, werden die Diffusionsterme künstlich vergrößert, um diesen Effekt in die eindimensionale Betrachtungsweise zu übertragen.

Randbedingungen

Die Modellierung dritter Art führt mathematisch auf ein Randanfangswertproblem, zu dessen Lösung ein Satz von Rand- und Anfangsbedingungen notwendig ist. Grundlegende Aspekte zu den Randbedingungen werden im Folgenden angegeben. Dies sind die Kenntnis

- der Strömungsgeschwindigkeit an den Systemgrenzen,
- des thermischen Verhaltens des Gases an den Systemgrenzen und
- des thermischen Verhaltens des PRK-Materials an den Systemgrenzen.

Bei den thermischen Randbedingungen werden zwei Fälle unterschieden:

- a) Vorgabe der Gastemperatur als Funktion der Zeit (Dirichlet-Randbedingung),

$$T(x, t) = \text{gegeben} . \quad (6)$$

- b) Vorgabe des Wärmestromes \dot{Q} zwischen benachbarten Bilanzräumen (von Neumann-Randbedingung),

$$\dot{Q} \sim \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} = \text{gegeben} . \quad (7)$$

\Rightarrow Im Falle einer adiabaten Isolierung ist der Ausdruck (7) gleich Null.

Die geometrische Zuordnung des koaxialen VVPRKs nach Abbildung 1 zur eindimensionalen Modellierung, mit den entsprechenden über die Systemgrenzen tretenden Massen-, Impuls- und Energieströmen, ist in der folgenden Abbildung 7 aufgezeigt. Die Systemgrenzen

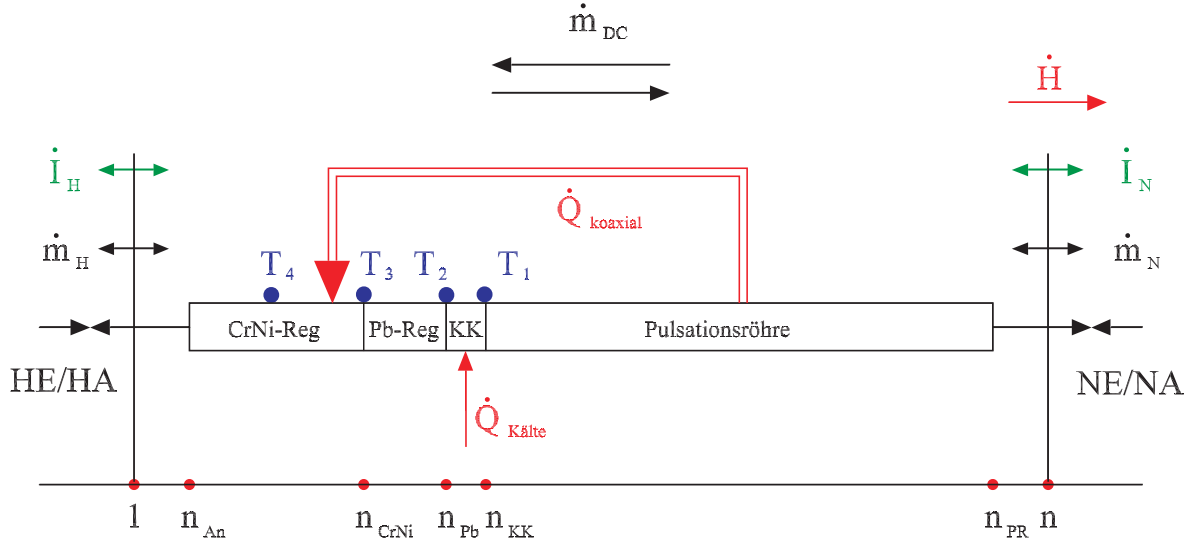


Abbildung 7: Eindimensionales Modell des koaxialen VVPRKs

zen befinden sich an den Stellen 1 und n . In der Modellierung beginnt das Rechengebiet (v.l.n.r) auf der Seite der Hauptventile (HE/HA), an der Stelle 1, mit einem isothermen Kanal. An diesen schließt sich der hybride Regenerator, bestehend aus einem Edelstahlregenerator (CrNi-Reg) und einem Bleiregenerator (Pb-Reg), an. Am Übergang zwischen Regenerator und Pulsationsröhre befindet sich der Kaltkopf (KK), an dem die Kälteleistung bereitgestellt wird. Die Pulsationsröhre ist durch einen isothermen Kanal mit den Nebenventilen (NE/NA) an der Stelle n verbunden. Sowohl auf der Hauptkanalseite als auch auf der Nebenseite, sind die über die Systemgrenzen fließenden Massenströme \dot{m}_H und \dot{m}_N sowie die resultierenden Kräfte \dot{I}_H und \dot{I}_N eingezeichnet. Energieströme über die Systemgrenzen treten bei der idealen Kältemaschine als Kälteleistung $\dot{Q}_{Kälte}$ am Kaltkopf und auf der Nebenseite in Form eines Enthalpiestromes \dot{H} auf. Beim realen Kühler kommen noch Energieströme durch Kontakt des Konstruktionsmaterials mit der Umgebung auf Haupt- und Nebenseite sowie Wärmestrahlungsleistung hinzu. Die koaxiale thermische Kopplung zwischen Regenerator und Pulsationsröhre wird durch einen stationären Wärmestrom $\dot{Q}_{koaxial}$ zwischen diesen Bauteilen simuliert. Weiterhin ist in dieser Darstellung der, von Hauptkanalseite zu Nebenseite oder umgekehrt, auftretende DC-flow \dot{m}_{DC} eingezeichnet.

Aus der Bilanzierung von Masse, Impuls und Energie des beschriebenen eindimensionalen Systems, folgen die den PRK beschreibenden Differentialgleichungen. Für eine spätere Diskretisierung wurde das Rechengebiet in n Punkte unterteilt, wobei auf der Hauptkanalseite mit dem ersten Punkt (Systemgrenze) begonnen und auf der Nebenseite mit dem n -ten Punkt (Systemgrenze) abgeschlossen wird. Der isotherme Strömungskanal auf der warmen Seite des Regenerators endet am Punkt n_{An} , der Edelstahlregenerator

bei n_{CrNi} , der Bleiregenerator bei n_{Pb} , der Kaltkopf bei n_{KK} und die Pulsationsröhre am Punkt n_{PR} . Daran schließt sich bis zum Punkt n wiederum ein isothermer Strömungskanal an. In die Darstellung sind weiterhin die am existierenden Kühler angebrachten Temperaturmeßsensoren T_1 bis T_4 eingezeichnet.

3.3 Mathematische Umsetzung

Zu einer mathematischen Umsetzung, der im vorherigen Abschnitt vorgestellten Modellierung, gehört eine Beschäftigung mit den Grundgleichungen dieses Gebietes sowie deren mathematischen Eigenschaften.

3.3.1 Grundlagen der Strömungsmechanik

Die Grundgleichungen der Strömungsmechanik basieren auf der Bilanzierung der extensiven Zustandsgrößen des betrachteten Systems. Daraus folgen die entsprechenden Differentialgleichungen. Diese lauten, im Falle einer instationären, reibungsbehafteten, kompressiblen Strömung bei konstantem Strömungsquerschnitt, nach [43] in Tensornotation

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_l}(\rho u_l) = 0, \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_k) + \frac{\partial}{\partial x_l}(\rho u_k u_l) = -\frac{\partial p}{\partial x_k} + \frac{\partial}{\partial x_l} \left[\eta \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_l} + \frac{\partial u_l}{\partial x_k} - \frac{2}{3} \delta_{kl} \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \right) \right], \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_v T) + \frac{\partial}{\partial x_l}(\rho c_p u_l T) = \frac{\partial}{\partial x_l} \left[\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x_l} \right) \right] + S_T. \quad (10)$$

Hierbei sind (8) die Kontinuitätsgleichung, (9) die Bewegungsgleichungen, genannt Navier–Stokes–Gleichungen, und (10) die Energiegleichung, in welcher die kinetische Energie des Gases gegenüber seiner thermischen Energie vernachlässigt wurde. Die auftretenden physikalischen Größen sind Dichte ρ , Druck p und Temperatur T des Gases, seine Geschwindigkeitskomponenten u_1, u_2, u_3 , die spezifischen Wärmekapazitäten bei konstantem Volumen c_v und bei konstantem Druck c_p , sowie seine dynamische Viskosität η und die Wärmeleitfähigkeit λ . Der Ausdruck S_T steht für Quellterme in der Energiegleichung, wie beispielsweise Wärmequellen. Weiterhin ist δ_{kl} das Kronecker–Symbol.

Diese Gleichungen lassen sich aufgrund ihrer Ähnlichkeit in einer allgemeinen Transportgleichung schreiben

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \Phi) + \frac{\partial}{\partial x_l}(\rho u_l \Phi) = \frac{\partial}{\partial x_l} \left[\Lambda \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x_l} \right) \right] + S_\Phi. \quad (11)$$

Dabei ist für die abhängige Variable Φ , die jeweils interessierende Strömungsgröße

(1, u_1 , u_2 , u_3 , $c_{v/p} \cdot T$) einzusetzen und Λ ist der zugehörige Diffusionskoeffizient. Die einzelnen Terme dieser Gleichung haben (v.l.n.r.) folgende Bedeutungen. Der erste Term auf der linken Seite steht für die lokale zeitliche Änderung der betrachteten Strömungsgröße. Der Zweite steht für die Konvektion. Er verursacht Instabilitäten bei der numerischen Lösung der entsprechenden Gleichung. Der erste Term auf der rechten Seite dieser Gleichung steht für die Diffusion. Solche Diffusionsterme sind beispielsweise viskose Reibung und Wärmeleitung. Diese haben die Eigenschaft, bei der numerischen Lösung auftretende unphysikalische Oszillationen zu dämpfen. Aus diesem Grunde werden Diffusionsterme in manchen Fällen künstlich hinzugefügt bzw. vergrößert, um das numerische Lösungsverfahren zu stabilisieren [39, 44]. Den dabei erzeugten Fehler nimmt man zu Gunsten der Stabilisierung des Verfahrens in Kauf. Weiterhin sind S_Φ Quellterme.

3.3.2 Anwendung auf den Pulsationsröhrenkühler

Durch die Beschränkung auf eine eindimensionale Modellierung lassen sich die Gleichungen (8) bis (10) entsprechend vereinfachen. Ohne Diffusionsterme erhält man die Eulergleichungen, deren mathematischen Eigenschaften denen, den PRK-Prozeß beschreibenden Differentialgleichungen ähnlich sind. Nach [44] lauten die eindimensionalen Eulergleichungen

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) = 0, \quad (12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u^2) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho \cdot F_R, \quad (13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_v T) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho c_p u T) = S_T, \quad (14)$$

wobei F_R die Reibungskraft zwischen Gas und Festkörper darstellt. Diese Gleichungen besitzen hyperbolischen Charakter, so daß bei der numerischen Lösung die Verwendung eines Zeitschrittverfahrens möglich ist. Unter Beachtung der Randbedingungen berechnet dieses den Wert der entsprechenden Strömungsgröße zum Zeitpunkt $t + \Delta t$ aus Werten zum Zeitpunkt t . Ein solches Verfahren wird in der englischsprachigen Literatur „marching-procedures“ genannt [45]. Bei der späteren numerischen Behandlung des konkreten Strömungsproblems wird auf ein solches explizites Verfahren zur Lösung der instationären Eulergleichungen zurückgegriffen.

Um die den PRK-Prozeß beschreibenden Differentialgleichungen zu erhalten, müssen die aufgeführten Eulergleichungen noch etwas modifiziert werden. Zum einen muß der Energiegleichung ein Diffusionsterm (Wärmeleitung) hinzugefügt werden [46]. Zum anderen ist eine, das thermische Verhalten des Kühlermaterials beschreibende Gleichung notwendig, da es zu einer thermischen Wechselwirkung zwischen Gas und Konstruktionsmaterialien kommt. Dies ist vor allem im Regenerator der Fall. Die entsprechende Gleichung lautet:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m c_m T_m) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_m \left(\frac{\partial T_m}{\partial x} \right) \right] + \dot{Q}_C . \quad (15)$$

Es sind ρ_m die Dichte, T_m die Temperatur, c_m die spezifische Wärmekapazität und λ_m die Wärmeleitfähigkeit des Festkörpermateri als. Der zwischen Gas und Festkörper übertragene Wärmestrom \dot{Q}_C muß mit umgekehrtem Vorzeichen auch Gleichung (14) hinzugefügt werden. Ein weiterer Quellterm in Gleichung (15) kann eine eingebrachte Heizleistung sein.

Nach einem Ansatz für die Reibungskraft zwischen Gas und porösem Festkörpermateri al nach [40, 47] und der Einführung des Massenstromes durch

$$\dot{m} = \rho A_g u , \quad (16)$$

folgen die, den PRK-Prozeß beschreibenden, Differentialgleichungen

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\dot{m}}{A_g} \right) = 0 , \quad (17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\dot{m}}{A_g} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\dot{m}^2}{\rho A_g^2} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{2f_R |\dot{m}| \dot{m}}{\rho A_g^2 d_h} , \quad (18)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_v T) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\dot{m} c_p T}{A_g} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \right] - \frac{\alpha A_w (T - T_m)}{L A_g} , \quad (19)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m c_m T_m) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_m \left(\frac{\partial T_m}{\partial x} \right) \right] + \frac{e \alpha A_w (T - T_m)}{(1 - e) L A_g} . \quad (20)$$

Der letzte Term in den Energiegleichungen (19) und (20) steht für den zwischen Gas und Festkörper übertragenen Wärmestrom. Zusätzlich auftretende Größen sind der hydraulische Strömungsdurchmesser d_h , die Länge L des betrachteten wärmeübertragenden Bauteils, die gesamte in diesem Bauteil wirksame Wärmeübertragungsfläche A_w und die Porosität

$$e = \frac{1}{1 + \frac{V_{FK}}{V_{Gas}}} . \quad (21)$$

Dabei sind V_{FK} und V_{Gas} Festkörper- und Gasvolumen des betrachteten Bauteils. Hinzu kommen ein Reibungskoeffizient f_R , der die Größe der Reibungskraft zwischen Gas und Festkörper festlegt und ein Wärmeübergangskoeffizient α , der den zwischen diesen beiden Medien übertragenen Wärmestrom bestimmt. Beide Größen hängen von der Porosität und der Reynoldszahl ab und müssen aus Messungen [47] bekannt sein.

Die Gleichungen (17) bis (20) sind ein System von nichtlinearen, partiellen und gekoppelten Differentialgleichungen. Eine analytische Lösung dieser ist, bedingt durch die Nichtlinearität, auszuschließen. Ziel des folgenden Abschnittes ist es, ein numerisches Verfahren auszuwählen, mit dessen Hilfe eine näherungsweise Lösung dieser Gleichungen, unter Beachtung der dazugehörigen Anfangs- und Randbedingungen, möglich ist.

3.4 Numerisches Lösungsverfahren

In diesem Abschnitt sollen kurz Diskretisierungsmethoden, welche in der numerischen Strömungsmechanik Verwendung finden, vorgestellt werden. Daraus wird die Entscheidung für eines dieser Verfahren abgeleitet und anschließend ein für dieses Problem geeigneter Lösungsalgorithmus diskutiert.

3.4.1 Verfahren der numerischen Strömungsmechanik

Zur Lösung der strömungsmechanischen Gleichungen gibt es nach [43, 45, 48] drei Arten von Diskretisierungen.

Die Älteste und Einfachste ist die **Finite-Differenzen-Methode (FDM)**. In diese wurde folglich auch die längste Entwicklungszeit eingebracht. Bei diesem Verfahren werden die Differentialquotienten direkt durch Differenzenquotienten ersetzt. Diese erhält man mittels Taylorreihenentwicklung der entsprechenden Strömungsgrößen. Daraus resultiert ein System von algebraischen Gleichungen, dessen Lösung mit den Methoden der Algebra erfolgt. Nachteil des Verfahrens ist die äquidistante Schrittweite, wodurch es, im Vergleich zu den beiden anderen Methoden, einen wesentlichen Flexibilitätsnachteil erleidet. Vorteil ist seine hohe Genauigkeit.

Das zweite Verfahren ist die **Finite-Volumen-Methode (FVM)**. Die Grundgleichungen der Strömungsmechanik sind Erhaltungssätze. Innerhalb des betrachteten Kontrollvolumens werden die, das System beschreibenden, extensiven Zustandsgrößen Masse, Impuls und Energie bilanziert. Es liegt nahe, die Transportgleichungen über die betrachteten Kontrollvolumina zu integrieren. Mit Hilfe des Satzes von Gauß können die Volumenintegrale in Oberflächenintegrale umgewandelt werden. Unter der Voraussetzung einer homogenen Verteilung der Zustandsgrößen innerhalb des betrachteten Kontrollvolumens sowie auf der das Volumen einschließenden Oberfläche, lassen sich die Integrale durch Summen approximieren. Dies führt wiederum auf algebraische Gleichungen. Vorteil der Methode, im Vergleich zur FDM, ist ihre größere geometrische Flexibilität, da die betrachteten Kontrollvolumina prinzipiell beliebige Formen haben können.

Ein weiteres, in der numerischen Strömungsmechanik verwendetes, Verfahren ist die **Finite-Element-Methode (FEM)**. Diese wurde für die Lösung von Problemen der Festkörpermechanik entwickelt und ist in ihrer allgemeinen Form eine gewichtete Residuenformulierung. Das Rechengebiet wird in eine Vielzahl von Elementen unterteilt. Dabei wird die partielle Differentialgleichung in eine Variationsformulierung überführt. Ziel ist hierbei das Minimieren gewisser Energieintegrale. In der Festkörpermechanik ist das die Formänderungsarbeit. Diese Methode wurde in den letzten Jahren auch für Probleme der Strömungsmechanik und viele andere Anwendungsgebiete weiterentwickelt. Allerdings ist

hierbei eine Variationsformulierung nicht ohne weiteres möglich. Nähere Ausführungen dazu findet man in [45]. Vorteil der FEM, gegenüber den beiden anderen Verfahren, ist die hohe Flexibilität in der Wahl der Elemente. Nachteilig ist ihr erhöhter Implementierungsaufwand. Für eine genauere Beschreibung dieser drei Methoden sei auf [48] verwiesen. Zur Lösung, der den PRK eindimensional beschreibenden Differentialgleichungen, ist die FDM am effektivsten. Nicht zuletzt ist sie die am einfachsten zu realisierende Methode. Sie wird anhand des verwendeten Lösungsalgorithmusses genauer vorgestellt.

3.4.2 Finite-Differenzen-Methode und MacCormack-Verfahren

Das Rechengebiet wird in eine feste Anzahl von n Rechenpunkten unterteilt. Dies nennt man Diskretisierung. An den diskreten Punkten i werden die Differentialgleichungen näherungsweise gelöst. Grundlage der FDM ist die Taylorreihenentwicklung der interessierenden Strömungsgröße g am betrachteten Rechenpunkt i nach Ort und Zeit und Abbruch dieser nach dem linearen Anteil. Die zeitliche Entwicklung ist somit gegeben durch

$$g_i^{t+\Delta t} \approx g_i^t + \left(\frac{\partial g}{\partial t} \right)_i^t \cdot \Delta t. \quad (22)$$

Bei dieser expliziten Formulierung wird der zeitliche Gradient der Strömungsgröße g aus Werten der Zeitebene t gebildet. Bei einer impliziten Formulierung ist das nicht der Fall. Diese Arbeit beschränkt sich auf die Vorstellung der expliziten Formulierung.

Mit Gleichung (22) läßt sich der Wert der Strömungsgröße g zum Zeitpunkt $t + \Delta t$ aus Werten zum Zeitpunkt t ermitteln. Das entspricht einer linearen Extrapolation. Um das Approximationszeichen durch ein Gleichheitszeichen ersetzen zu dürfen, muß der Zeitschritt Δt klein sein, damit der entstandene Abbruchfehler der Taylorreihe im Zuge der Rechnung nicht übermäßig anwächst und zu falschen Ergebnissen führt. Ein Kriterium hierfür wird später angegeben. Das Prinzip dieses Verfahrens ist in [44] graphisch verdeutlicht. Um die Genauigkeit zu erhöhen, wird beim MacCormack-Verfahren zuerst mit Gleichung (22) eine Wertvorhersage gemacht (Prediktorschritt), welche dann in einem zweiten Schritt (Korrektorschritt) korrigiert wird. Dies stellt sich wie folgt dar:

Schritt 1: Prediktorschritt

Berechnung der Prediktorwerte der Strömungsgröße

$$g_{i,pre}^{t+\Delta t} = g_i^t + \left(\frac{\partial g}{\partial t} \right)_{i,pre}^t \cdot \Delta t,$$

wobei der zeitliche Gradient von g aus den Werten zum Zeitpunkt t gebildet wird.

Schritt 2: Korrektorschritt

Berechnung eines neuen zeitlichen Gradienten der Strömungsgröße $\left(\frac{\partial g}{\partial t} \right)_{i,korr}^{t+\Delta t}$ aus den Ergebnissen des Prediktorschrittes.

Schritt 3: Mittelwertbildung

Anschließend erfolgt eine Mittelwertbildung der zeitlichen Gradienten aus Prediktor- und Korrektorschritt und die Berechnung der Strömungsgröße g zum Zeitpunkt $t + \Delta t$

$$g_i^{t+\Delta t} = g_i^t + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial g}{\partial t} \right)_{i,pre}^t + \left(\frac{\partial g}{\partial t} \right)_{i,korr}^{t+\Delta t} \right] \cdot \Delta t \quad (23)$$

aus den Werten zum Zeitpunkt t und dem gemittelten zeitlichen Gradienten.

Diese Vorgehensweise entspricht einer zeitlichen Mittelwertbildung. Somit erhält man eine Genauigkeit zweiter Ordnung in der Zeit, was einem Abbruch der Taylorreihe nach dem in der Zeit quadratischen Term gleich käme.

Die zeitlichen Gradienten der Strömungsgrößen, sowohl im Prediktorschritt als auch im Korrektorschritt, werden in einfacher Weise aus den zu lösenden Differentialgleichungen (17) bis (20) gewonnen, indem diese nach den Gradienten aufgelöst werden. Die Ortsableitungen der jeweiligen Strömungsgrößen werden dabei ebenfalls mittels Taylorreihenentwicklung durch Differenzenquotienten ersetzt. Hierbei verwendet man beim Prediktorschritt den Vorwärtsdifferenzenquotient

$$\left(\frac{\partial g}{\partial x} \right)_{i,pre}^t = \frac{g_{i+1}^t - g_i^t}{\Delta x} \quad (24)$$

und beim Korrektorschritt den Rückwärtsdifferenzenquotient

$$\left(\frac{\partial g}{\partial x} \right)_{i,korr}^{t+\Delta t} = \frac{g_i^{t+\Delta t} - g_{i-1}^{t+\Delta t}}{\Delta x} . \quad (25)$$

Für die zweite räumliche Ableitung gilt

$$\left(\frac{\partial^2 g}{\partial x^2} \right)_i = \frac{g_{i+1} - 2g_i + g_{i-1}}{\Delta x^2} . \quad (26)$$

Voraussetzung für die Verwendung des Gleichheitszeichens ist wiederum eine kleine räumliche Schrittweite Δx .

Die aufgezeigte Vorgehensweise bewirkt eine räumliche Mittelwertbildung, welche der Verwendung des Zentraldifferenzenquotienten bei einem Einschnittverfahren gleichwertig ist. Man erhält somit eine Genauigkeit zweiter Ordnung im Raum. Allerdings bewirkt die Verwendung des Zentraldifferenzenquotienten unphysikalische Oszillationen in Bereichen starker räumlicher Gradienten der Strömungsgrößen. Diese können durch eine künstliche Vergrößerung der diffusiven Terme in diesen Bereichen beseitigt werden. Ein anderes Verfahren, welches diese negative Eigenschaft nicht besitzt, ist das **Upwind-Verfahren**. Bei

diesem ist zur Stabilisierung keine künstliche Vergrößerung der diffusiven Terme nötig. Das Verfahren erzeugt eine künstliche numerische Diffusion, die proportional zur Ortschrittweite Δx ist. Somit ist seine stabilisierende Eigenschaft abhängig von dieser. Das Upwind-Verfahren erster Ordnung verwendet, in Abhängigkeit von der Ausbreitungsrichtung der Information, entweder Vorwärts- oder Rückwärtsdifferenzenquotienten. Damit sinkt allerdings die Genauigkeit. Es gibt auch Upwind-Verfahren zweiter Ordnung, die genauer sind und eine numerische Diffusion besitzen. Eine ausführlichere Beschreibung dieser Verfahren, sowie deren Eigenschaften und eine Vielzahl weiterer Algorithmen findet man in [44].

3.4.3 Anfangs- und Randbedingungen

Zur Lösung der Differentialgleichungen (17) bis (20) sind sowohl Anfangsbedingungen als auch Randbedingungen notwendig.

Da die genauen **Anfangsbedingungen** der einzelnen Strömungsgrößen nicht bekannt sind, werden für sie Schätzwerte vorgegeben, welche durch die wiederholte Berechnung eines PRK-Prozesses iterativ korrigiert werden. Die Berechnung ist beendet, wenn sich die Größen Temperatur, Geschwindigkeit und Druck bei zwei aufeinander folgenden Prozessen nicht stärker ändern, als es ein Toleranzwert zulässt. Dieser wurde beispielsweise für die Temperaturen mit $\Delta T = 0,1 \text{ K}$ festgelegt. Zu Beginn der Rechnung wird eine lineare Temperaturverteilung in Regenerator- und Pulsationsröhrenmaterial von 300 K auf 50 K angenommen. Im Laufe der Rechnung wird diese ständig korrigiert, bis sich ein Temperaturverlauf einstellt, dessen Wert sich bei zwei aufeinander folgenden Prozessen, zum jeweils gleichen Zeitpunkt, nur im Rahmen der vorgegebenen Toleranz ändert. Der resultierende Verlauf entspricht dann der simulierten Temperaturverteilung, siehe hierzu Abbildung 8.

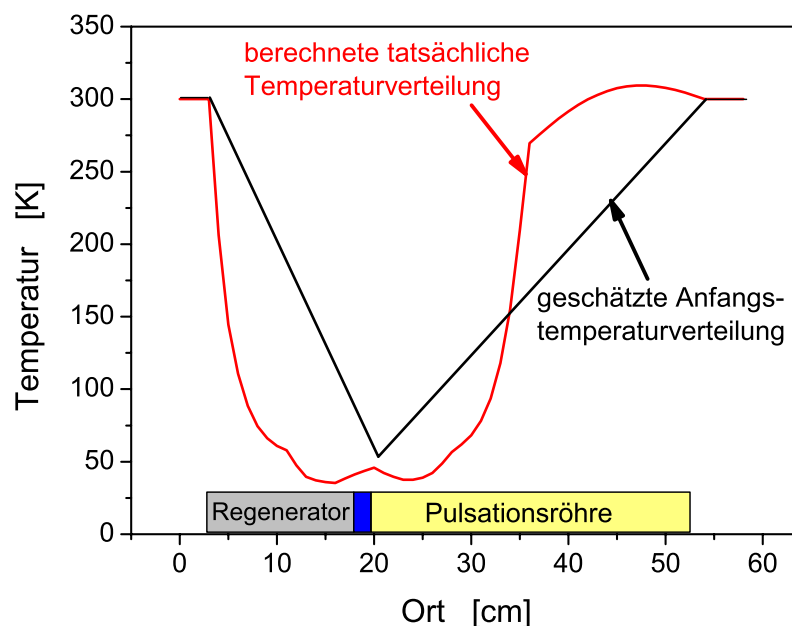


Abbildung 8: Temperaturverteilung in den Bauteilen des VVPRKs

Es sind für Druck, Massenstrom, Gastemperatur und Materialtemperatur folgende Anfangsbedingungen vorzugeben:

$$p(x, t = 0) = p_0(x) , \quad (27)$$

$$\dot{m}(x, t = 0) = \dot{m}_0(x) , \quad (28)$$

$$T(x, t = 0) = T_0(x) , \quad (29)$$

$$T_m(x, t = 0) = T_{m,0}(x) . \quad (30)$$

Die Formulierung der **Randbedingungen** wird auf die folgende Art vollzogen. Das Integrationsgebiet wird in n Elemente der Länge Δx aufgeteilt. Hierbei steht der Index 1 nach Abbildung 7 für das erste Element auf der Hauptkanalseite und der Index n für das letzte Element auf der Nebenseite. Für die Randbedingungen ergeben sich demnach folgende Formulierungen:

1) Vorgabe der zeitabhängigen Massenströme an den Systemgrenzen für die Strömungsfeldberechnung

Der zeitliche Massenstromverlauf auf der Nebenseite \dot{m}_n^t wird aus einer experimentellen Messung $\dot{m}_N(t)$ nach Unterabschnitt 2.2.5 vorgegeben:

$$\dot{m}_n^t \equiv \dot{m}_N(t) . \quad (31)$$

Er ist fehlerbehaftet und führt somit zu einer Verfälschung der Rechenergebnisse.

Der zeitliche Massenstromverlauf auf der Hauptkanalseite \dot{m}_1^t wird mit Hilfe der Gleichungen (17) und (18), bei Vernachlässigung der Reibungskraft und unter Verwendung des Vorwärtsdifferenzenquotienten aus Gleichung (24), durch den gemessenen zeitlichen Druckverlauf $p_{Reg}(t)$ vor dem Regenerator vorgegeben:

$$\dot{m}_1^t = \dot{m}_2^t + \frac{\Delta x}{\Delta t} \cdot \frac{A_{g1}}{R_s T_1} \cdot (p_{Reg}^t - p_{Reg}^{t-\Delta t}) . \quad (32)$$

Hierbei sind A_{g1} die Strömungsfläche und T_1 die Gastemperatur im ersten Element. Für alle Berechnungen werden die gleichen Randbedingungen verwendet. Für den zeitlichen Druckverlauf vor dem Regenerator wird der gemessene zeitliche Druckverlauf für eine Kälteleistung von 110 W vorgegeben. So ist eine Vergleichbarkeit der Rechenergebnisse, bei unterschiedlicher Parametrisierung des Modells, möglich. Aus dieser Festlegung resultieren für die Verwendung des Programmes zwei Einschränkungen. Erstens werden Berechnungen mit einer Kälteleistung ungleich 110 W weniger genaue Ergebnisse liefern. Zweitens sind nur Berechnungen von Konstruktionen möglich, deren resultierenden zeitlichen Druckverläufe geringfügig von denen,

für die Randbedingungen verwendeten abweichen. Das Problem wird in Unterabschnitt 4.2.1 eine Rolle spielen. Eine Bestätigung dafür wird in Abschnitt 4.1 angegeben. Die gezeigte Formulierung der Randbedingungen macht eine Untersuchung von Steuerzeiten unmöglich.

2) Vorgabe der Temperaturen für Gas und Konstruktionsmaterial an den Systemgrenzen für die Temperaturfeldberechnung

Für die Materialtemperatur wird sowohl auf der Hauptkanalseite 1 als auch auf der Nebenseite n für alle Zeitpunkte t Umgebungstemperatur T_U angenommen:

$$T_{m,1} = T_{m,n} = T_U . \quad (33)$$

Für die Gastemperatur gilt auf beiden Seiten:

- a) Einströmen mit Umgebungstemperatur

$$T_1 = T_n = T_U . \quad (34)$$

- b) Adiabates Ausströmen bzw. Verharren

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial x} &= 0 \\ \Rightarrow T_1 &= T_2 , \quad T_n = T_{n-1} . \end{aligned} \quad (35)$$

3.4.4 Fehler- und Stabilitätsbetrachtungen

In diesem Abschnitt sollen mögliche Fehlertypen bei der numerischen Lösung von Differentialgleichungen genannt und ein Kriterium zur Wahl der Zeitschrittweite angegeben werden.

Es treten im Wesentlichen drei Arten von Fehlern auf. Dies sind **Diskretisierungsfehler**, **Rundungsfehler** und **Implementierungsfehler** [45]. Der Diskretisierungsfehler stellt die Differenz zwischen der analytischen Lösung der Differentialgleichung und der exakten, rundungsfehlerfreien, numerischen Lösung dar. Er ist somit ein Abbruchfehler der Taylorreihe. Rundungsfehler entstehen durch die wiederholte Anzahl von Rechnungen, bei denen der Computer permanent einige signifikante Stellen auf- oder abrundet. Implementierungsfehler entstehen bei der Umsetzung des Lösungsalgorithmus mittels einer Programmiersprache.

Die Betrachtung der oben aufgeführten ersten zwei Fehlerarten und der Bedingung, daß sich der Rundungsfehler pro Zeitebene von einem Zeitschritt zum anderen nicht vergrößert, führt auf ein Kriterium für die maximale Zeitschrittweite, bei der das explizite Verfahren zu einer stabilen Lösung führt. Für die hyperbolische Modellgleichung

$$\frac{\partial u}{\partial t} + a \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (36)$$

gilt die **Courant-Friedrichs-Lewy-Bedingung**

$$C = a \cdot \frac{\Delta t}{\Delta x} \leq 1 . \quad (37)$$

Hierbei sind C die Courant-Zahl und $a = \sqrt{\frac{\partial p}{\partial \rho}}$ die Schallgeschwindigkeit. Breitet sich innerhalb eines, mit der Geschwindigkeit u strömenden, Mediums eine Schallwelle mit der Geschwindigkeit a aus, wird die Bedingung (37) zu

$$C = (a + u) \cdot \frac{\Delta t}{\Delta x} \leq 1 . \quad (38)$$

Der explizite Zeitschritt darf also nicht größer sein als die Zeit, welche ein Fluidteilchen benötigt, um von einem Gitterpunkt zum anderen zu gelangen. Bei nichtlinearen Differentialgleichungen ist $C = 1$ zu wählen. Somit folgt bei gegebener Ortsschrittweite für den maximal zulässigen Zeitschritt

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{a + u} . \quad (39)$$

Dies bedeutet bei einer Ortsdiskretisierung von $\Delta x = 1 \text{ cm}$ und einer Geschwindigkeitssumme von $a + u = 1000 \text{ m/s}$ einen maximal zulässigen Zeitschritt von $\Delta t = 10 \text{ ms}$.

Die größten Fehler bei dem entwickelten Simulationsmodell liegen nicht in der numerischen Behandlung des Problems. Sie entstehen durch die Art der Modellierung, die gemachten Vereinfachungen und der ungenauen Kenntnis von Randbedingungen, Stoffdaten sowie der Strömung und Wärmeübergang charakterisierende Parameter. Das sind beispielsweise Wärmeübergangskoeffizienten und Druckverlustbeiwerte. Sie müssen aus experimentellen Untersuchungen bekannt sein. Eine Bestätigung dieses Sachverhaltes wird in Abschnitt 4.1 gegeben.

3.5 Lösungscode

Die numerische Lösung der in Unterabschnitt 3.3.2 angegebenen Differentialgleichungen (17) bis (20) mit dem in Unterabschnitt 3.4.2 vorgestellten Lösungsalgorithmus erfolgt, unter Beachtung der Anfangs- und Randbedingungen, mit dem Programm MATLAB [49]. Eine detaillierte Beschreibung des entwickelten Codes befindet sich in Anhang A.1. Alle in dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen erfolgten bei einer Prozeßfrequenz von $\nu = 2,15 \text{ Hz}$ und mit einer räumlichen Schrittweite von 1 cm . Die sich ergebenden Zeitschrittweiten betragen für das Strömungsfeld (5..10) ms und für das Temperaturfeld (50..100) ms . Mittels einer Schrittweitensteuerung wird der verwendete Zeitschritt aus den angegebenen Bereichen ermittelt. Für die geometrische Zuordnung der einzelnen Bauteile nach Abbildung 7 ergeben sich mit der gewählten Ortsschrittweite für den vorhandenen VVPRK die in Tabelle 1 angegebenen Werte. Bei diesen Schrittweiten benötigt man für die Berechnung eines PRK-Prozesses mit einer Zeitdauer von 465 ms , unter Verwendung

Punkt nach Abbildung 7	n_{An}	n_{CrNi}	n_{Pb}	n_{KK}	n_{PR}	n
Ort [cm]	3	13	17	19	53	58

Tabelle 1: Geometriezuordnungen

eines Computers mit einer Taktfrequenz von etwa 2 GHz , eine Rechenzeit von ca. einer Minute. Auf die Variation einer Prozeßgröße, zum Beispiel der Kälteleistung, reagiert der vorhandene VVPRK mit einer Veränderung der Materialtemperaturverteilung, deren stabile Einstellung ungefähr 15 Minuten dauert. Für die Simulation dieses Vorgangs benötigt man somit eine Rechenzeit von ca. 32 Stunden.

Mit Hilfe des entwickelten Simulationsprogrammes ist es möglich, die zeitlichen und räumlichen Verteilungen der, den PRK-Prozeß beschreibenden, Größen Druck, Geschwindigkeit, Massenstrom, Temperatur, Reynoldszahl, etc. zu berechnen. Zudem können während des Prozesses auftretende Energieströme ausgegeben werden. Als Beispiel sei das berechnete Druckfeld in Abbildung 9 gezeigt. Hierbei ist der Druck im VVPRK über Ort und Zeit aufgetragen.

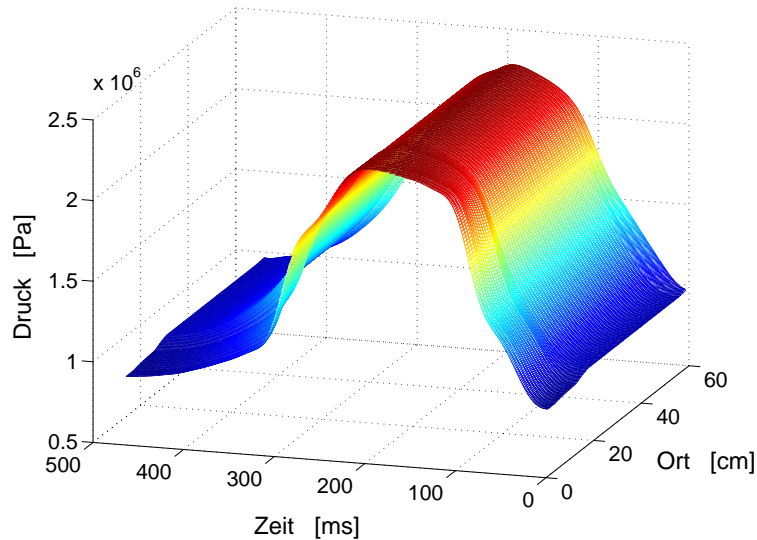


Abbildung 9: Zeitlicher und räumlicher Druckverlauf im VVPRK

Es wurden gemessene Druckverläufe an den Systemgrenzen vorgegeben und die sich im System über Ort und Zeit einstellenden Druckwerte berechnet. An dieser Darstellung ist der räumliche Druckgradient im Regenerator zu erkennen. Der Druck in der Pulsationsröhre hingegen, ist über dem Ort nahezu konstant.

Vordergründiges Ziel der Berechnungen ist nicht eine hohe Genauigkeit, sondern mit möglichst einfachen Mitteln, Tendenzen für die Optimierung des PRKs abzuleiten. Diesen Zweck erfüllt das Modell. Einschränkungen zur Verwendungsfähigkeit des Programmes ergeben sich aus den in Unterabschnitt 3.4.3 diskutierten Randbedingungen. Zur Überprüfung der Leistungsfähigkeit des entwickelten Simulationsprogrammes, wurden die im folgenden Kapitel aufgezeigten Untersuchungen angestellt.

4 Numerische und experimentelle Untersuchungen

4.1 Validierung des Modells

Um die Richtigkeit des Modells nachzuweisen und verwertbare Ergebnisse zu erzielen, ist eine experimentelle Überprüfung von Rechenergebnissen unumgänglich. Es ist weiterhin notwendig, Parameter, welche nicht aus konstruktiven Angaben bekannt sind, durch experimentelle Untersuchungen abzustimmen. Dies seien beispielsweise die freien Strömungsquerschnitte an den Steuerventilen und ein Kopplungsfaktor für den thermischen Kontakt zwischen Regenerator und Pulsationsröhre. Zur Validierung wurden solche Berechnungen durchgeführt, zu denen experimentelle Untersuchungen bereits vorlagen oder im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden.

4.1.1 Massenstrom auf der Hauptkanalseite

In Abbildung 10 ist der zeitliche Verlauf des Gasmassenstromes während eines Prozesses am warmen Ende des Regenerators aufgetragen. Ein Prozeß erstreckt sich über den Zeitraum von 0 *ms* bis 465 *ms*. Dabei wird ein aus Messungen gewonnener Massenstrom dem Berechneten gegenübergestellt. Beide Ergebnisse zeigen den stark instationären Verlauf. Der gemessene Massenstrom wurde aus dem gemessenen zeitlichen Druckverlauf in der Pulsationsröhre, unter Annahme einer konstanten Temperatur von 300 *K* im gesamten Kühler, wie in Unterabschnitt 2.2.5 beschrieben, errechnet. Ein positives Vorzeichen steht für einen Massenstrom von der Hauptkanalseite zur Nebenseite.

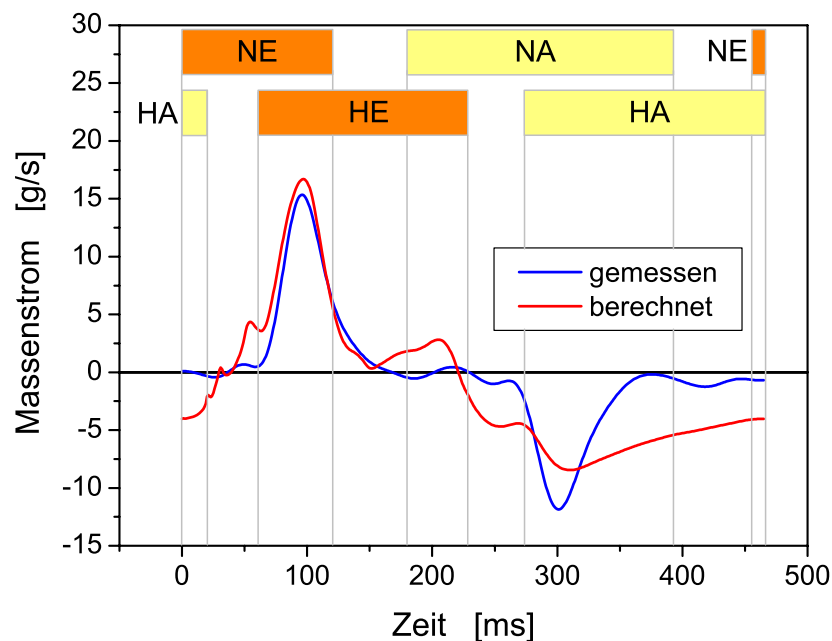


Abbildung 10: Vergleich gemessener und berechneter Massenstrom am warmen Ende des Regenerators

Die Öffnungszeiten der Ventile/Kanäle sind in die Darstellung am oberen Rand eingetragen. Diese werden in allen folgenden Betrachtungen konsequent verwendet. Zum Zeitpunkt $t = 0 \text{ ms}$ ist der Nebeneinlaßkanal bereits 10 ms lang geöffnet. Weil zu dieser Zeit auch noch der Hauptauslaßkanal geöffnet ist, kommt es zu einem Massenstrom von der Nebenseite zur Hauptkanalseite. Beim Schließen des Hauptauslaßkanals fällt dieser auf Null ab. Über die Systemgrenze Hauptkanalseite strömt jetzt kein Gas mehr. Die Messung wird dem gerecht. Bei der Berechnung kommt es zu einem Massenstrom größer als Null. Die unterschiedlichen Ergebnisse entstehen dadurch, daß der Massenstrom, nach Abbildung 7 in dem an die Systemgrenze anschließenden Kontrollelement, also im Inneren des Systems, berechnet wird. Dies führt dazu, daß nicht nur der über die Systemgrenze fließende, sondern auch der durch Kompressions- und Expansionsvorgänge auftretende Massenstrom berechnet wird. Bei der Messung hingegen erhält man nur den tatsächlich über die Systemgrenze fließenden Massenstrom. Ein positiver Massenstrom auf der Hauptkanalseite bedeutet bei geschlossenen Ventilen Expansion. Treibende Kraft dafür ist die Sogwirkung des kalten Regenerators. Der Zeitpunkt des Öffnens des Haupteinlaßkanals (72 ms) ist, sowohl in der Rechnung als auch in der Messung zu erkennen. Der Massenstrom fällt nach Erreichen eines Maximums wieder auf Null ab. Anschließend tritt ein Unterschied zwischen Rechnung und Messung auf. Es kommt durch Abkühlung des Gases im Regenerator erneut zu einer Sogwirkung in Richtung des kalten Endes des Regenerators und somit zu einem positiven Massenstrom. Dieser wird durch das Öffnen des Nebenauslaßkanals noch verstärkt. Beim Schließen des Haupteinlaßkanals fällt er auf Null ab. Es tritt ein Rückströmen zum warmen Ende des Regenerators auf. Mit dem Öffnen des Hauptauslaßkanals, steigt der Massenstrom in diese Richtung noch stärker an und fällt dann langsam wieder ab. Hierbei kommt es zu einer großen Diskrepanz zwischen Messung und Rechnung, die sich mit rein thermischen Effekten nicht erklären läßt. Eine Erklärung dafür ist, daß der gemessene Massenstrom wieder nur der tatsächlich über die Systemgrenze fließende ist und der berechnete auch den zur Kompression führenden beinhaltet. Ein Grund für die Abweichung ist in dem vorgegebenen fehlerbehafteten Massenstrom auf der Nebenseite zu finden, der das Ergebnis des Massenstromes auf der Hauptkanalseite beeinflußt. Hierzu sei auf die Ausführungen in Unterabschnitt 3.4.3 verwiesen.

Unter Beachtung der genannten Abweichungen und deren Ursachen, stimmt der berechnete Massenstrom mit der Messung überein, so daß man mit dem Modell in der Lage ist, Aussagen über das Strömungsfeld im Inneren des PRKs zu treffen.

4.1.2 Druckverlauf auf der Nebenseite

Abbildung 11 zeigt den gemessenen und den berechneten zeitlichen Druckverlauf in der Pulsationsröhre. Der qualitative Verlauf wird hierbei durch die Rechnung gut wiedergegeben. Im Bereich zwischen $t = 50 \text{ ms}$ und $t = 200 \text{ ms}$ wird der gemessene Verlauf durch die Rechnung besser wiedergegeben. Zu einer größeren Abweichung kommt es in Bereichen, in denen ein Massenstrom über die Nebenseite auftritt. Dies ist der Fall, wenn die Nebenseite geöffnet ist. Die in den Unterabschnitten 2.2.5 und 3.4.3 erläuterte Tatsache, daß der für die Berechnung verwendete Massenstrom am warmen Ende der Pulsationsröhre fehlerbehaftet ist, wird somit bestätigt.

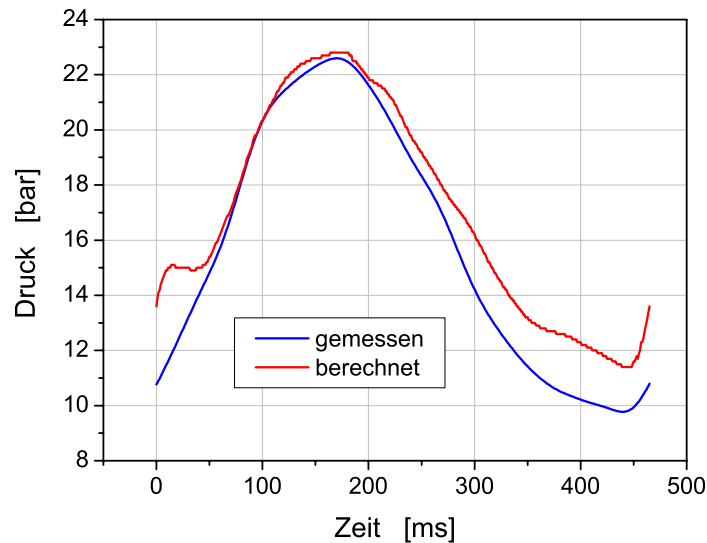


Abbildung 11: Vergleich gemessener und berechneter Druckverlauf in der Pulsationsröhre

4.1.3 Gastemperatur

Die berechnete Arbeitsgastemperatur in allen Bauteilen des VVPRKs, aufgetragen über Ort und Zeit, ist für eine Kälteleistung von 110 W in Abbildung 12 dargestellt. Zur Anordnung der Bauteile vergleiche mit Abbildung 7.

Es zeigt sich, daß im Bereich von Regenerator und Kaltkopf die Gastemperatur über der Zeit unwesentlich variiert. Das entspricht den Erwartungen, da in diesem Bereich die Temperatur des Gases durch die hohe Wärmekapazität des Regeneratormaterials bestimmt wird. Interessant ist der Bereich zwischen 21 cm und 53 cm . In diesem befindet sich die Pulsationsröhre. Zu erkennen ist eindeutig ein Temperaturmaximum in deren mittleren Bereich. Dieses entsteht, indem das sich in der Pulsationsröhre befindende Gas, welches über die Nebenanäle eingeströmt ist, durch über die Hauptkanäle zeitverzögert nachströmendes Gas, verdichtet wird und sich somit erwärmt. Das Ergebnis steht in Übereinstimmung mit Meßergebnissen aus der Diplomarbeit von Wagner [10], bei der die Gastemperatur in der Pulsationsröhre mittels HDA gemessen wurde.

In Abbildung 13 ist der berechnete räumliche Gastemperaturverlauf im gesamten VVPRK für vier verschiedene Zeitpunkte, während des Ausströmvorgangs durch den Nebenauslaßkanal, über dem Ort aufgetragen. Die dazugehörigen Ventilzustände sind in der Abbildung angegeben und die Steuerzeiten Abbildung 10 zu entnehmen. Zu sehen ist, daß zu Beginn des Ausströmvorgangs, bei NA: öffnet, etwa in der Mitte der Pulsationsröhre die höchste Prozeßtemperatur von über 450 K erreicht wird. Das stimmt sehr gut mit den Meßergebnissen in [10] überein. Dieses Temperaturmaximum verschiebt sich mit fortlaufendem Ausströmvorgang zum warmen Ende der Pulsationsröhre hin. Das wurde ebenfalls bei den Messungen von Wagner [10] festgestellt. Ab dem Zeitpunkt des Öffnens des Hauptauslaßkanals strömt fast kein Gas mehr über den Nebenauslaßkanal aus. Durch das Entleeren der Pulsationsröhre über den geöffneten Hauptauslaßkanal kommt es zu einer Entspan-

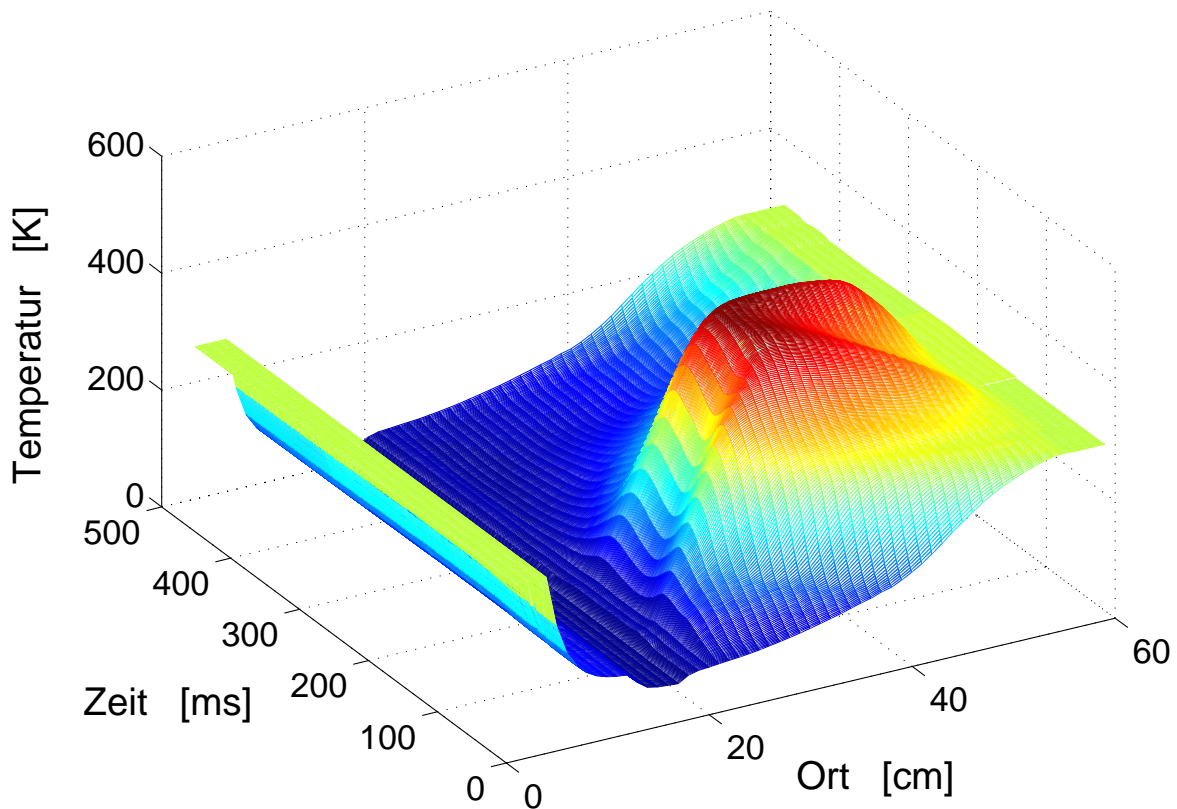


Abbildung 12: Berechnete Arbeitsgastemperatur

nung. Die dabei erreichte Abkühlung ist in der Berechnung stärker als in der Messung. Eine Erklärung dafür liefert die Betrachtung der Art der Modellierung. Da es sich um ein eindimensionales Strömungsmodell handelt, werden Randeﬀekte, wie erhöhter Wärmeeintrag in das Gas an den Enden der Pulsationsröhre durch starke Verwirbelungen, nicht erfaßt. Bei dieser Modellierung werden keine Geschwindigkeitskomponenten abweichend zur Hauptströmungsrichtung berücksichtigt, so daß in diese Richtungen auch kein konvektiver Energietransport berechnet wird. Folglich kann der erhöhte Wärmeeintrag in das Gas in Rand- und Übergangsbereichen oder bei sprunghaften Geometrieänderungen, infolge starker Verwirbelungen, rechnerisch nicht ermittelt werden und die berechnete Gastemperatur ist kleiner als im Experiment gemessen. Durch eine künstliche Vergrößerung der diffusiven Terme in solchen Bereichen, kann das Modell den realen Umständen angepaßt werden.

Man erkennt an Abbildung 13 auch gut den kälteerzeugenden Eﬀekt, wobei das Arbeitsgas am Ende des Ausströmvorgangs (Kurve mit Zeit = 391 ms) am kalten Ende der Pulsationsröhre (Ort = 22 cm) unterhalb des Wertes der Kaltkopf­temperatur (Ort = 18 cm) abkühlt. Dieses kalte Gas strömt daraufhin wegen des weiterhin geöffneten Haupta­us­laßkanals über den Kaltkopf in Richtung warmes Ende des Regenerators und nimmt dabei Wärme vom Festkörper auf.

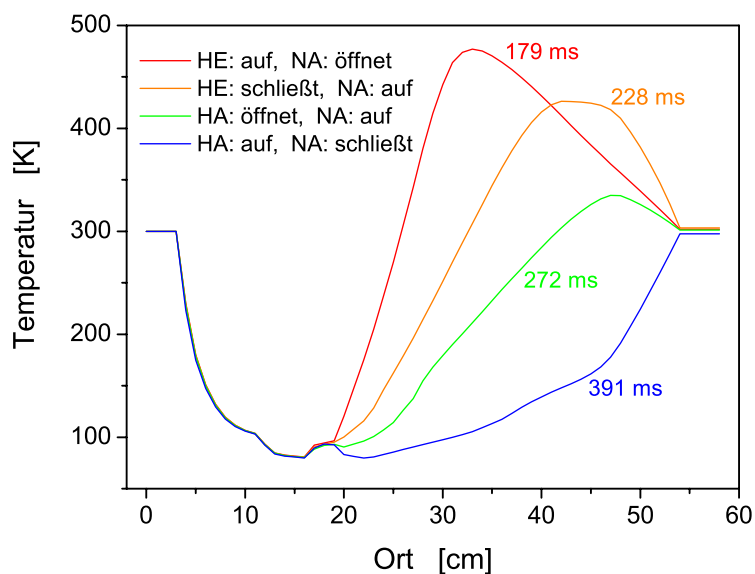


Abbildung 13: Gastemperatur beim Ausströmen über den Nebenauslaßkanal

Die Verhältnisse beim Einströmvorgang über den Nebeneinlaßkanal sind analog. Abbildung 14 zeigt dazu den räumlichen Gastemperaturverlauf für vier Zeitpunkte zwischen Öffnen und Schließen des Nebeneinlaßkanals. Die Gastemperatur in der Pulsationsröhre steigt vom Zeitpunkt des Öffnens des Nebeneinlaßkanals bis zum Zeitpunkt des Öffnens des Haupteinlaßkanals langsam an. Während der Zeitspanne zwischen Öffnen des Haupteinlaßkanals und Schließen des Nebeneinlaßkanals steigt die Gastemperatur infolge des Einströmens von Gas über den Haupteinlaßkanal stark an.

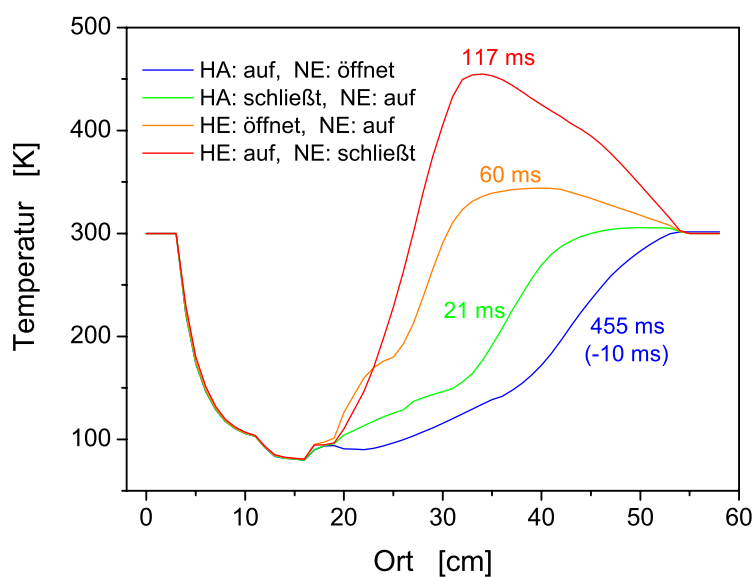


Abbildung 14: Gastemperatur beim Einströmen über den Nebeneinlaßkanal

Dies steht in Übereinstimmung mit den HDA-Messungen von Wagner [10]. In Abbildung 12 ist zu sehen, daß während der Zeit zwischen Nebeneinlaßkanal schließt (117 ms) und Nebenauslaßkanal öffnet (179 ms), die Temperatur des Gases in der Pulsationsröhre nur noch minimal ansteigt. Es kommt dabei, durch die vorhandene Gasströmung über den Haupteinlaßkanal, zu einer Verschiebung der Maximaltemperatur zum warmen Ende der Pulsationsröhre hin, bis schließlich der Nebenauslaßkanal öffnet und das warme Gas ausströmt.

In Abbildung 15 ist der berechnete zeitliche Gastemperaturverlauf am kalten Ende, in der Mitte und am warmen Ende der Pulsationsröhre (PR) dargestellt. Hierbei ist gut, die

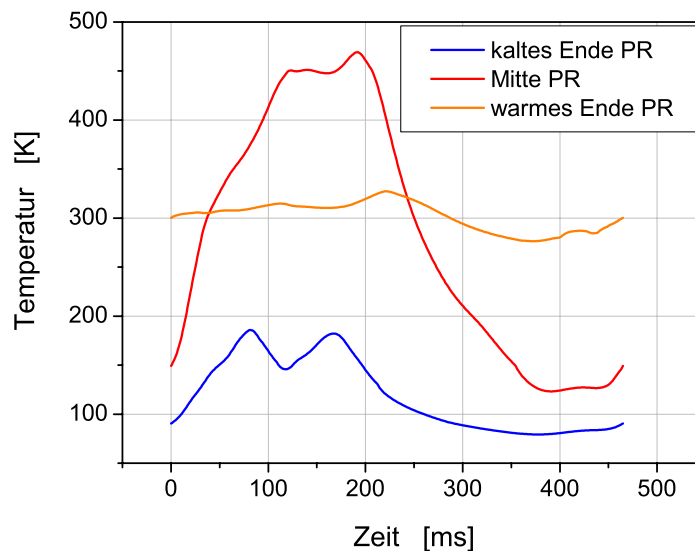


Abbildung 15: Zeitlicher Gastemperaturverlauf in der Pulsationsröhre

große zeitliche Temperaturänderung in der Mitte der Pulsationsröhre zu erkennen. An den beiden Enden der Pulsationsröhre sind die zeitlichen Gastemperaturänderungen geringer. Daraus kann man schlußfolgern, daß der Verdichtungs- und Entspannungs Vorgang in der Mitte der Pulsationsröhre am stärksten ist. Der gezeigte Verlauf bestätigt die Messungen von Wagner [10].

4.1.4 Materialtemperatur

Mit dem entwickelten Programm ist es einerseits möglich, den thermodynamischen Zustand des Gases und andererseits den räumlichen und zeitlichen Temperaturverlauf des mit dem Arbeitsgas in thermischen Kontakt stehenden Konstruktionsmaterials zu berechnen. Somit lassen sich beispielsweise die Temperaturverteilungen in Regenerator und Pulsationsröhre berechnen. Abbildung 16 zeigt den berechneten, über einen Prozeß zeitlich gemittelten, räumlichen Materialtemperaturverlauf. Für eine Bauteilzuordnung sei auf die Abbildungen 7 und 8 verwiesen. Der Temperaturverlauf wurde sowohl für 0 W als auch für 110 W Kälteleistung berechnet. In beiden Fällen ist der starke räumliche

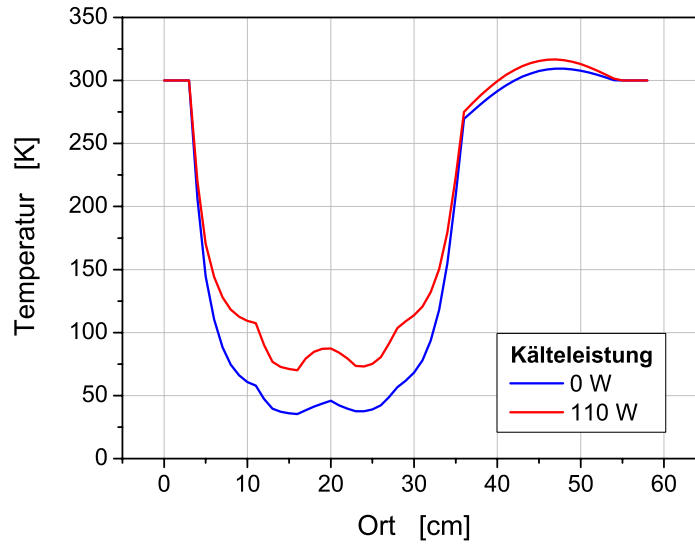


Abbildung 16: Räumlicher Materialtemperaturverlauf

Temperaturgradient am warmen Ende des Edelstahlregenerators zu erkennen. Bedingt durch mit fallender Temperatur kleiner werdender spezifischer Wärmekapazität des Regeneratormaterials, wird dieser im kälteren Bereich geringer. Durch die Verwendung eines an den Edelstahlregenerator anschließenden Regenerators aus bleibeschichtetem Bronzedrahtsiebgewebe kleinerer Porosität, ist man in der Lage, einer Verkleinerung des räumlichen Temperaturgradienten entgegenzuwirken. Dies ist in Abbildung 16 gut zu erkennen. Hierbei beginnt der bleibeschichtete Teil des Regenerators am Ort gleich 12 cm. An den Bleiregenerator schließt sich der Kaltkopf an, welchem die Wärmeleistung zugeführt wird. Dem Kaltkopf folgt die coaxial zu Regenerator und Kaltkopf angeordnete Pulsationsröhre. Dabei tritt ein Wärmestrom zwischen diesen Bauteilen auf, dessen Auswirkungen in Unterabschnitt 4.2.3 diskutiert werden. Der berechnete räumliche Temperaturverlauf des Regeneratormaterials entspricht den Darstellungen aus der Literatur [50, 51] und gemessenen Verläufen aus [26].

Um die Richtigkeit des berechneten räumlichen Temperaturverlaufes im Pulsationsröhrenmaterial nachzuweisen, wurde am Ende der Pulsationsröhre die Temperatur an vier Stellen gemessen und mit den berechneten Werten verglichen. Der durch coaxiale Kopplung zwischen Regenerator und Pulsationsröhre bedingte radiale Wärmestrom wird, mittels eines Faktors f_{koax} nach

$$\dot{Q}_{koaxial, exp} = f_{koax} \cdot \dot{Q}_{koaxial} , \quad (40)$$

an das experimentelle Resultat angepaßt. Diese Anpassung ist notwendig, da der tatsächliche Wärmeübergangskoeffizient analytisch nicht ermittelt werden kann. Die Untersuchung wurde sowohl für 0 W als auch für 110 W Kälteleistung durchgeführt. Abbildung 17 zeigt das Resultat bei einer Kälteleistung von 110 W. Dargestellt ist die Pulsationsröhrentemperatur über dem Ort, für verschiedene coaxiale Kopplungsfaktoren. Weiterhin ist der gemessene Temperaturverlauf eingetragen. Eine hinreichende Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Temperaturwerten ist bei einem Kopplungsfaktor von

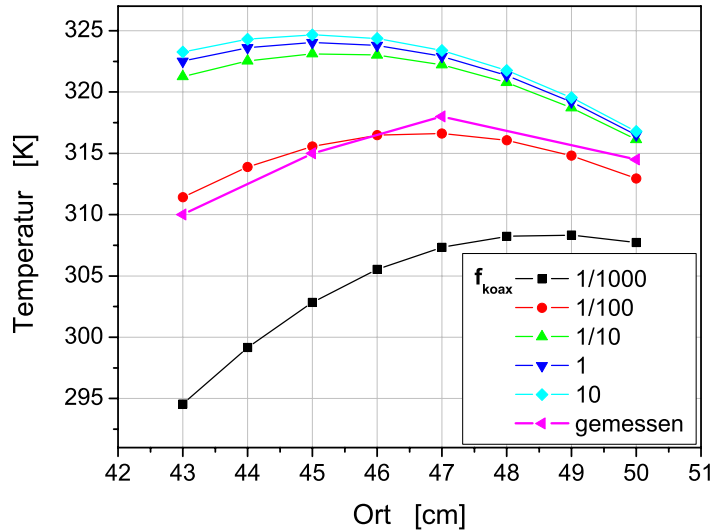


Abbildung 17: Materialtemperatur des warmen Endes der Pulsationsröhre

$f_{koax} = \frac{1}{100}$ gegeben. Demzufolge ist die reale thermische Kopplung erheblich kleiner, als sich aus dem Wärmeleitwiderstand des Pulsationsröhrenmaterials ergibt. Dies ist unter anderem eine Folge der eindimensionalen Modellierung, bei welcher in radialer Richtung eine konstante Temperatur vorausgesetzt wird. In Wirklichkeit ist das nicht der Fall. Das Regeneratormaterial besitzt ein radiales Temperaturprofil, welches an der Kopplungsstelle zwischen Regenerator und Pulsationsröhre, bei einer Übertemperatur der Pulsationsröhre, seinen Maximalwert besitzt. Die bei der eindimensionalen Berechnung verwendete mittlere Temperatur ist demzufolge kleiner als die tatsächliche Materialtemperatur an dieser Stelle. Daraufhin ist der berechnete Wärmestrom, aufgrund der größeren Temperaturdifferenz zwischen Regeneratormaterial und Pulsationsröhrenmaterial, größer als der real auftretende Wärmestrom. Diese Diskrepanz muß durch eine experimentelle Validierung des Modells beseitigt werden.

In Abbildung 18 ist der berechnete zeitliche Temperaturverlauf am Ort gleich 14 cm (Bleiregenerator, vergleiche mit Abbildung 16), bei einer Kälteleistung von 110 W aufgetragen. In das Diagramm wurden zusätzlich die Ventilöffnungszeiten eingefügt. An dieser Darstellung läßt sich sehr gut der ablaufende VVPRK-Prozeß diskutieren. Zum Zeitpunkt $t = 0$ ms sind Hauptauslaßkanal und Nebeneinlaßkanal geöffnet. Es kommt, durch eine Strömung von kaltem Gas aus der Pulsationsröhre in Richtung warmes Ende des Regenerators zu dessen Abkühlung. Mit dem Öffnen des Haupteinlaßkanals strömt warmes Gas vom warmen Ende des Regenerators in Richtung Pulsationsröhre. Das Regeneratormaterial erwärmt sich. Der Massenstrom durch den Haupteinlaßkanal wird wegen des Druckausgleichs im Laufe der Zeit kleiner. Mit dem Öffnen des Nebenauslaßkanals und des damit verbundenen Druckabfalls in der Pulsationsröhre steigt er wieder an. Dies ist an der weiteren Erwärmung des Regeneratormaterials, durch über den Haupteinlaßkanal einströmendes warmes Gas, zu sehen. Mit dem Schließen des Haupteinlaßkanals fällt der Massenstrom von warmem Gas in Richtung Pulsationsröhre auf Null ab. Weil der Neben-

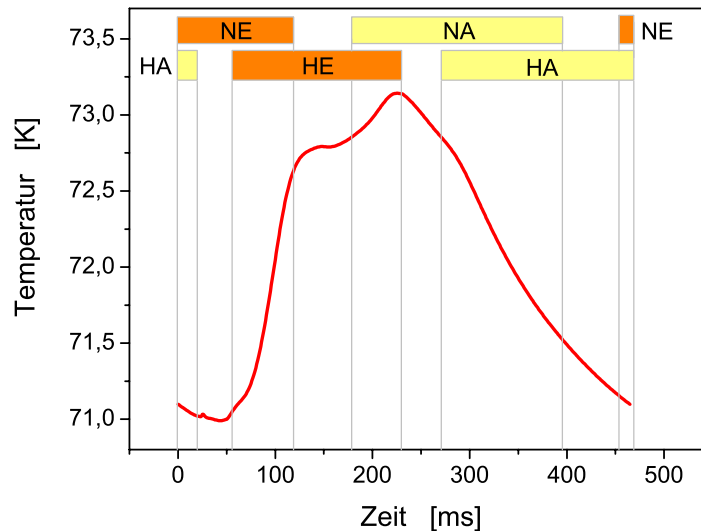


Abbildung 18: Zeitlicher Temperaturverlauf im Bleiregenerator

auslaßkanal noch geöffnet ist und wenig später auch der Hauptauslaßkanal öffnet, kommt es zu einer Expansion des Gases im gesamten Kühler. Dieses expandierende Gas nimmt Wärme von Kaltkopf und Regenerator auf und deren Temperatur sinkt folglich wieder auf den Wert zu Beginn des Prozesses. Der aufgezeigte Vorgang entspricht den Vorstellungen zum Ablauf des VVPRK-Prozesses.

Die Untersuchungen in diesem Abschnitt haben gezeigt, daß man mit dem Simulationsprogramm in der Lage ist, den ablaufenden Prozeß qualitativ wiederzugeben und wichtige Prozeßwerte im Rahmen der, mit dieser Modellierung möglichen, Genauigkeit zu berechnen. Es wurden die sich bei der Berechnung des VVPRK-Prozesses ergebenden Abweichungen zu Meßergebnissen aufgezeigt. Die Ursachen derer liegen vor allem in der eindimensionalen Modellierung und der ungenauen Kenntnis der Randbedingungen. Mit dem Programm können nur Berechnungen durchgeführt werden, bei denen die Veränderung der Parametrisierung des VVPRKs nicht sehr stark von der für die Ermittlung der Randbedingungen herangezogenen Parametrisierung abweicht. Dies trifft vor allem auf die gemessenen und für die Simulation verwendeten zeitlichen Druckverläufe zu. Der erläuterte Umstand stellt eine Grenze für die Verwendungsfähigkeit des entwickelten Simulationsprogrammes dar.

Aus der Betrachtung der Validierungsergebnisse folgt, daß das erstellte Programm eine Vorausberechnung des PRK-Prozesses, unter Beachtung der genannten Grenzen, ermöglicht. Bezugnehmend auf die in Abschnitt 3.1 erläuterten Modellierungsmöglichkeiten, erfüllt das Modell die gewünschten Anforderungen und hat nicht die Nachteile der Modellierungen erster und zweiter Art. Besonders hervorzuheben ist, daß das erstellte Simulationsprogramm erlaubt, den gesamten PRK-Prozeß zu berechnen. Ein solches Ergebnis wurde in vorangegangenen Arbeiten [37, 52] nur in Ansätzen erzielt. Es ist somit möglich, den inneren Aufbau des PRKs aus der Simulation heraus zu optimieren und Gesamtsystemuntersuchungen durchzuführen.

4.2 Numerische und experimentelle Untersuchungsergebnisse

Auf Basis der im vorherigen Abschnitt aufgezeigten Validierungsergebnisse, werden jetzt Untersuchungen vorgestellt, die für den vorhandenen VVPRK durchgeführt wurden. Das Simulationsprogramm wurde auf Fragestellungen angewandt, deren experimentelle Untersuchung nicht möglich ist oder für die bisher keine Untersuchungsergebnisse existierten. Dabei wurden Ergebnisse zur Optimierung des vorhandenen Aufbaus und zum Verständnis des PRK-Prozesses erzielt. Ein Teil dieser Ergebnisse wurde in [53] veröffentlicht. Zu einigen, dem Verständnis des PRK-Prozesses dienenden Fragestellungen, wurden eigene experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Zum Zwecke der Optimierung des vorhandenen VVPRKs resultieren eine Reihe von Verbesserungsvorschlägen, von denen einer experimentell realisiert wurde. Dies wird im Folgenden vorgestellt.

4.2.1 Optimierung des hybriden Regenerators

Warum man den Regenerator aus verschiedenen Materialien aufbaut, wurde in Unterabschnitt 2.2.3 beschrieben und, wie in Abbildung 16 bestätigt, vom Simulationsprogramm gut wiedergegeben. Ziel dieser Untersuchung war es, die innere Geometrie des Regenerators hinsichtlich der Leistungssteigerung des VVPRKs zu verändern. Dabei wurde in einem ersten Schritt der Aufbau des Bleiregenerators untersucht. Zu verändernde Parameter waren hierbei dessen Länge und Porosität.

Ausgangskonstruktion

Der hybride Regenerator, des in der Arbeitsgruppe vorhandenen VVPRKs, hatte vor der Optimierung den Aufbau nach Tabelle 2.

Konstruktionsparameter	Edelstahlregenerator	Bleiregenerator
Länge [mm]	100	43
Porosität	0,62	0,43
Anströmfläche [mm ²]	1400	1400
freie Strömungsfläche [mm ²]	880	608
gesamte Wärmeübertragungsfläche [m ²]	2,38	0,56

Tabelle 2: Konstruktionsparameter der Ausgangsregeneratorversion

Mit dieser Konstruktion wurde bei 0 W Kälteleistung eine Minimaltemperatur von 18 K gemessen. Berechnet wurde sie mit 21 K. Bei einer Kälteleistung von 110 W hatte der VVPRK eine gemessene Kaltkopftemperatur von 81 K. Der bei dieser Kälteleistung berechnete Wert beträgt 92 K. Dies zeigt, daß sich die berechneten Kaltkopftemperaturen für beide Kälteleistungen in der Nähe der experimentell ermittelten Werte befinden. Die Abweichungen liegen in einem Bereich von jeweils ca. 15%. Das entspricht der bei dieser Modellierung erwarteten Genauigkeit.

Berechnung verschiedener neuer Varianten

Die Geometrie des Edelstahlregenerators wurde beibehalten. Durch Veränderung von Länge und Porosität des Bleiregenerators, läßt sich das Temperaturprofil im gesamten Regenerator verschieben. Mit Berechnungen bei verschiedenen Längen und Porositäten sollte eine Variante gefunden werden, bei der die Kälteleistung des Kühlers am größten ist. In einer Untersuchung wurde die Länge des Bleiregenerators unverändert beibehalten und nur dessen Porosität variiert. Für die Kälteleistungen 0 W und 110 W wurden mit verschiedenen Bleiregeneratorporositäten die sich einstellenden Materialtemperaturverteilungen berechnet.

Abbildung 19 zeigt die berechnete Kaltkopftemperatur, dargestellt über der Porosität, bei einer Kälteleistung von 0 W. In diese Darstellung ist ebenfalls die berechnete Kalt-

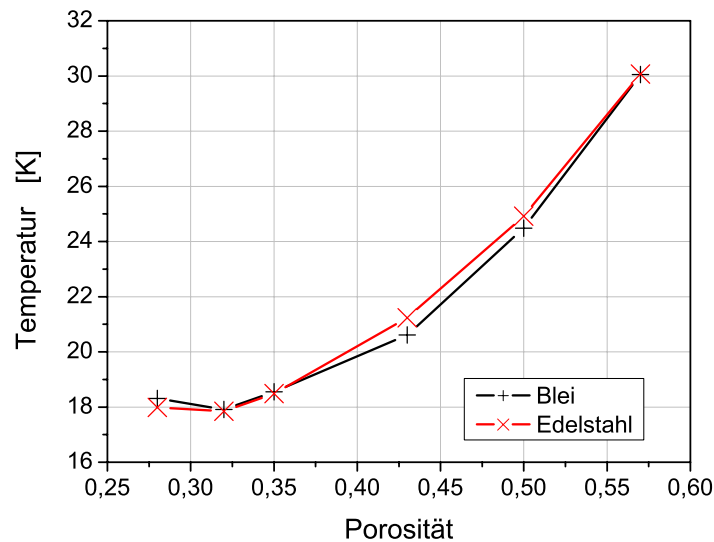


Abbildung 19: Kaltkopftemperatur bei einer Kälteleistung von 0 W

kopftemperatur eingetragen, die sich ergäbe, wenn als Regeneratormaterial nur Edelstahl Verwendung fände. Die Auswertung dieses Sachverhaltes wird in Unterabschnitt 4.2.2 erfolgen. Für die folgende Betrachtung sei das Augenmerk auf die schwarze Kurve gelegt. Es zeigt sich ein Minimum in der Kaltkopftemperatur bei einer Porosität von 0,32. Dies bedeutet, daß bei Porositäten größer als 0,32 die Prozeßverschlechterung, infolge einer Verminderung der Regenerationswirkung, nicht durch einen geringeren Druckverlust ausgeglichen wird. Bei Porositäten kleiner als 0,32 steigt der Druckverlust zu stark an und verhindert somit eine Prozeßverbesserung, bedingt durch eine verbesserte Regeneration. In Abbildung 20 ist der räumliche Materialtemperaturverlauf im gesamten Kühler für verschiedene Porositäten bei einer Kälteleistung von 110 W aufgetragen. Die schwarze Kurve entspricht hierbei der Ausgangskonstruktion mit einer Porosität von 0,43. Aus der Abbildung geht hervor, daß eine Verkleinerung der Porosität zu einem besseren Ergebnis führen würde. Allerdings zeigt sich an dieser Berechnung eine durch die Randbedingungen verursachte Grenze des Modells, siehe dazu Unterabschnitt 3.4.3. Trotz einer

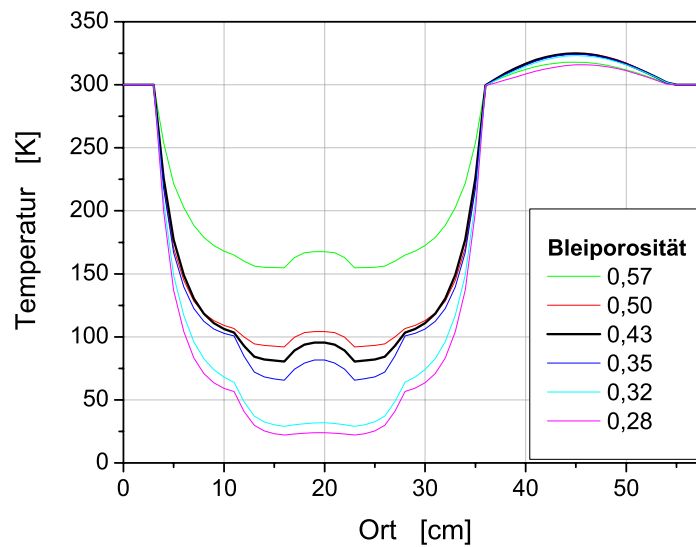


Abbildung 20: Materialtemperaturverlauf bei einer Kälteleistung von 110 W

Vergrößerung des Strömungswiderstandes durch eine Porositätsverkleinerung, bleibt die Pulsationsröhrenfüllung in der Berechnung unverändert. Dies käme der Verwendung eines leistungstärkeren Verdichters gleich. Das hat, aufgrund der größeren Regeneration bei gleicher Pulsationsröhrenfüllung, eine entsprechende scheinbare Leistungssteigerung zur Folge. Andersherum bewirkt eine Porositätsvergrößerung keine Vergrößerung der Pulsationsröhrenfüllung. Durch die verminderte Regeneration wird die Leistung des VVPRKs scheinbar schnell kleiner. Dies käme wiederum der Verwendung eines leistungsschwächeren Verdichters gleich. Nach diesen Betrachtungen sind alle berechneten Kaltkopftemperaturveränderungen stärker, als dies bei einer entsprechenden experimentellen Realisierung der Fall wäre. Es konnten also nur solche Ergebnisse für eine Neukonstruktion berücksichtigt werden, deren Eingangsdaten nur gering von der Ausgangsversion abwichen. Es ließ sich jedoch damit eine Entscheidung für die Richtung des experimentell zu beschreitenden Weges wie folgt fällen.

Entscheidung für eine Variante

Die Ausgangsporosität betrug $e = 0,43$. Eine Vergrößerung der Porosität kam nicht in Betracht, da dies in jedem Fall eine Verschlechterung zur Folge hat. Eine Verkleinerung ist jedoch nur unter Beachtung der geschilderten Grenze der Berechnung vorzunehmen. Aus Abbildung 20 geht hervor, daß bei einer Porosität von $e = 0,35$ eine Verminderung der Kaltkopftemperatur eintritt. Eine weitere Porositätsverkleinerung würde zwar nach der Berechnung ebenfalls zu einer Verbesserung führen, jedoch ist hierbei eine Zuverlässigkeit der Berechnungsergebnisse, wegen der beschriebenen Einschränkung, nicht mehr gewährleistet. Mit einer Porosität von $e = 0,35$ weicht man von der Ausgangsversion nicht sehr stark ab, so daß erwartet werden kann, daß die experimentelle Realisierung zu einer analogen Tendenz führen wird. Es war überdies zu erwarten, daß die berechneten Veränderungen der Kaltkopftemperaturen stärker sein werden, als die im Experiment ermittelten. Der neue Regenerator bekam eine Bleiporosität von **$e = 0,35$** .

Experimentelle Realisierung und Überprüfung

Im nächsten Schritt wurde der neu berechnete Regenerator aufgebaut. Hierzu mußte Bronzedrahtsiebgewebe galvanisch mit Blei beschichtet werden, bis das Gewebe die geforderte Porosität erreicht hatte. Eine Beschreibung dessen findet man in [54]. Nach der Herstellung dieses Materials, mußten entsprechende Scheiben ausgestanzt werden. Der Edelstahlregenerator wurde ebenfalls neu hergestellt.

Mit der neuen Regeneratorversion (neu) gemessene und berechnete Kaltkopftemperaturen sind in der folgenden Tabelle 3 denen der Ausgangsversion (alt) gegenübergestellt. Der neue Regenerator führte zu einer Senkung der Kaltkopftemperatur. Die berechneten Werte stimmen recht gut mit den Messungen überein.

Parameter		gemessen	berechnet
$\dot{Q}_K = 0 \text{ W}$	alt $e = 0,43$	18 K	21 K
	neu $e = 0,35$	16 K	18,5 K
$\dot{Q}_K = 110 \text{ W}$	alt $e = 0,43$	81 K	92 K
	neu $e = 0,35$	76 K	78 K

Tabelle 3: Gegenüberstellung von alter und neuer Regeneratorversion

Abbildung 21 zeigt die Leistungskurven des VVPRKs mit alter und neuer Regeneratorversion. Die Edelstahlregeneratorlänge beträgt hierbei 125 mm . Das System wurde mit einem Fülldruck von $15,8 \text{ bar}$ betrieben. Wie aus der Abbildung ersichtlich ist, wurde durch die Neukonzeption des Bleiregenerators die Leistung des VVPRKs im gesamten Temperaturbereich erhöht. Eine Begründung dessen wird im folgenden Unterabschnitt gegeben.

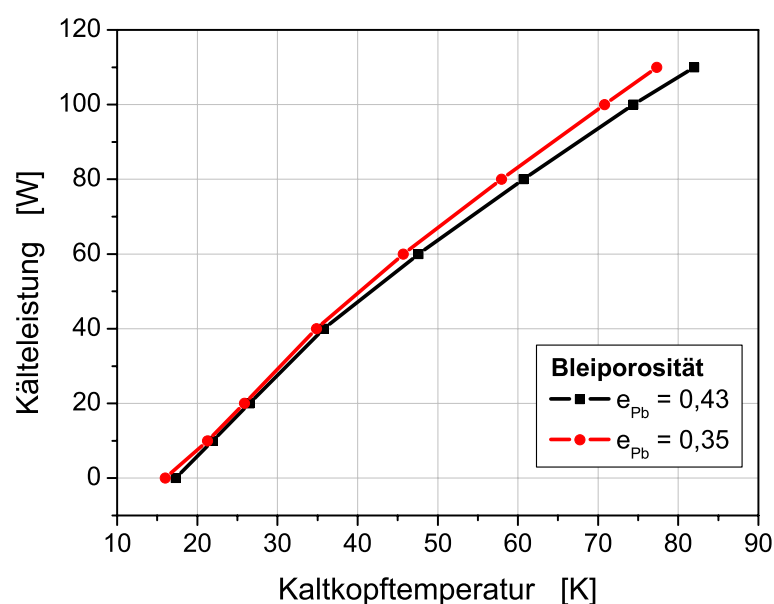


Abbildung 21: Leistungskennlinien alte und neue Konstruktion

Bei der aufgezeigten Untersuchung wurde nur die innere Geometrie des Bleiregenerators verändert und seine Länge beibehalten. Eine Veränderung dieser, sollte im Hinblick auf eine weitere Optimierung des VVPRK ebenfalls vorgenommen werden. Ein Hinweis für den zu beschreitenden Weg wird im Ausblick gegeben.

4.2.2 Untersuchungen zur Notwendigkeit des hybriden Regenerators

Der Wirkungsgrad eines Regenerators wird durch eine Steigerung seiner Wärmekapazität und einer Vergrößerung, der pro Zeiteinheit übertragbaren Wärmemenge erhöht. Man verwendet für eine Analyse dessen das NTU-Charakteristikenverfahren. Dabei bedeutet NTU englisch „Number of Transfer Units“ und stellt das Verhältnis von Wärmeübergang zu Fluidwärmekapazitätsstrom dar. Ein Regenerator ist thermisch umso besser, je größer der NTU-Wert ist. Eine Darstellung dieses Sachverhaltes findet man in [55]. Darin ist der Regeneratorwirkungsgrad über dem Wärmekapazitätsverhältnis C_{Gas}/C_m für verschiedene NTU-Werte aufgetragen. Hierbei ist C_{Gas} die Wärmekapazität des durch den Regenerator strömenden Gases und C_m die des Regeneratormaterials. Der NTU-Wert ist direkt proportional zur Wärmeübertragungsfläche.

Durch eine Erhöhung der Materialmenge im Kaltteil des Regenerators kommt es zu einer Wärmekapazitätssteigerung. Dies ist sowohl bei Blei als auch bei Edelstahl der Fall, wobei die Steigerung bei der Verwendung von Blei größer ist. Außerdem kommt es in beiden Fällen durch die Porositätssenkung zu einer Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche. Es stellt sich die Frage, ob es notwendig ist, einen hybriden Regenerator, wie in Unterabschnitt 2.2.3 beschrieben und in Unterabschnitt 4.2.1 untersucht, aus zwei verschiedenen Materialien unterschiedlicher Porosität aufzubauen oder ob es reicht, ein Material, aber verschiedene Porositäten zu verwenden. Zu diesem Zwecke wurden die Berechnungen zu den verschiedenen Bleiregeneratorporositäten nach Unterabschnitt 4.2.1 mit den Stoffeigenschaften von Edelstahl wiederholt. Dies kommt einem reinen Edelstahlregenerator gleich, dessen Porosität im kalten Bereich wesentlich kleiner ist. Die Berechnungen wurden bei einer Kälteleistung von 0 W durchgeführt. Die sich bei einem reinen Edelstahlregenerator einstellenden Kaltkopftemperaturen sind in Abbildung 19 denen mit einem bleibeschichteten Kaltteil gegenübergestellt.

Das Ergebnis dieser Berechnung ist, daß die Verwendung von Blei nicht zur Senkung der Kaltkopftemperatur beiträgt. Im Rahmen der Rechengenauigkeit ergeben sich bei gleicher Porosität etwa gleiche Kaltkopftemperaturen. Lediglich das Temperaturprofil im Regenerator wird bei großen Porositäten im Kaltteil des Regenerators, durch die Verwendung von Blei statt Edelstahl, etwas verändert. Daraus läßt sich schlußfolgern, daß die Verbesserung des Prozesses nicht durch den Einsatz von Blei im Kaltteil des Regenerators zustande kommt, sondern durch die Verkleinerung der Porosität dessen. Dies bedeutet, daß die Steigerung des Regeneratorwirkungsgrades in erster Linie durch die vergrößerte Wärmeübertragungsfläche und die größere Materialmenge erreicht wird. Die größere spezifische Wärmekapazität des Bleis, gegenüber dem Edelstahl bei diesen Temperaturen, kommt somit nicht zum tragen. Das erklärt auch die mit dem neuen Regenerator erzielte Leistungsverbesserung bei hohen Temperaturen. Dieser Umstand müßte noch experimentell überprüft werden, um eine eindeutige Festlegung zu treffen. Eine weiterhin

zu klärende Frage ist, inwieweit die koaxiale thermische Kopplung zwischen Regenerator und Pulsationsröhre die Simulationsergebnisse bei dieser Untersuchung beeinflusst.

Aus den Betrachtungen ergibt sich die Frage, ob ein kontinuierlich aufgebauter Regenerator, dessen Porosität am kalten Ende ein Minimum hat und dann in Richtung warmen Ende zunimmt, eine Prozeßverbesserung bewirken würde. Wie dieses Problem angegangen werden kann, wird im Ausblick angedeutet.

4.2.3 Einfluß der koaxialen Kopplung von Regenerator und Pulsationsröhre

Wenn man die Entwicklung von PRKn verfolgt, stellt sich eine interessante Frage. Ist es sinnvoll, einen PRK zu konstruieren, bei dem Pulsationsröhre und Regenerator sowohl mechanisch als auch thermisch vollkommen voneinander getrennt sind oder ist eine koaxiale Anordnung und die damit verbundene thermische Kopplung beider Bauteile günstiger. Der prinzipielle Aufbau der koaxialen Variante ist in Abbildung 1 aufgezeigt. Welche der beiden Konstruktionen letztendlich besser ist, ist sehr umstritten. Es gibt Vermutungen, die nichtkoaxiale Variante sei die Bessere. Andererseits wurden in dieser Arbeitsgruppe mit der koaxialen Variante immer bessere Ergebnisse erzielt.

Um die Frage zu beantworten, muß man herausfinden, welche Auswirkungen der bei der koaxialen Konstruktion auftretende radiale Wärmestrom zwischen Regenerator und Pulsationsröhre auf den Gesamtprozeß hat. Hierzu wurde angenommen, daß es zu einem stationären Wärmestrom zwischen beiden Bauteilen kommt. Dieser wird durch die Temperaturdifferenz beider hervorgerufen. Der Wärmeleitwiderstand wird maßgeblich durch die kleine Wärmeleitfähigkeit des glasfaserverstärkten Kohlenstoffmaterials (GFK-Materials) der Pulsationsröhre bestimmt, so daß andere Widerstände in erster Näherung nicht berücksichtigt werden müssen. Mit dem auf diese Weise implementierten radialen Wärmestrom und einer mittleren Wärmeleitfähigkeit des GFK-Materials von $\lambda_m = 10 \frac{W}{m \cdot K}$ nach [56], wurden für die Kälteleistungen 0 W und 110 W Berechnungen durchgeführt, bei denen der auftretende Wärmestrom, mittels des in Unterabschnitt 4.1.4 eingeführten Faktors f_{koax} , künstlich variiert wurde. Das Resultat dieser Berechnungen ist in den beiden folgenden Abbildungen 22 und 23 dargestellt. Darin wurde die sich einstellende, über einen Prozeß zeitlich gemittelte, Materialtemperatur über dem Ort für verschiedene koaxiale Kopplungen aufgetragen.

Nach diesen Berechnungen zeigt sich eine eindeutige Abhängigkeit der Temperaturverteilung von der Stärke der koaxialen Kopplung. Demnach nimmt bei einer Kälteleistung von 0 W die Kaltkopftemperatur mit zunehmender thermischer Kopplung ab. Bei einer Kälteleistung von 110 W ist dies bis zu einer Kopplung mit einem Kopplungsfaktor von $f_{koax} = 1$ auch der Fall. Eine weitere Vergrößerung der thermischen Kopplung wirkt sich hierbei negativ aus. Bei den Untersuchungen in Unterabschnitt 4.1.4 wurde festgestellt, daß die reale thermische Kopplung durch einen Kopplungsfaktor von $f_{koax} = \frac{1}{100}$ am besten wiedergegeben wird. Dies bedeutet, daß bei einer Vergrößerung der vorhandenen thermischen Kopplung die Kälteleistung des VVPRKs nach den Aussagen der Abbildungen 22 und 23 vergrößert werden müßte. Um das nachzuweisen, wäre eine experimentelle Überprüfung notwendig, die im Rahmen dieser Arbeit nicht erfolgen konnte.

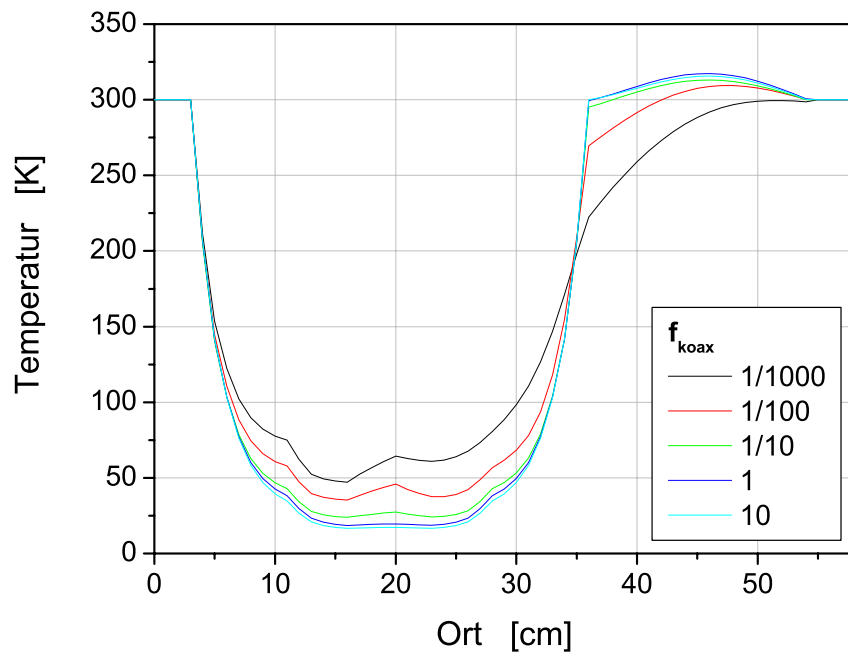


Abbildung 22: Materialtemperatur bei verschiedenen coaxialen Kopplungen und 0 W Kälteleistung

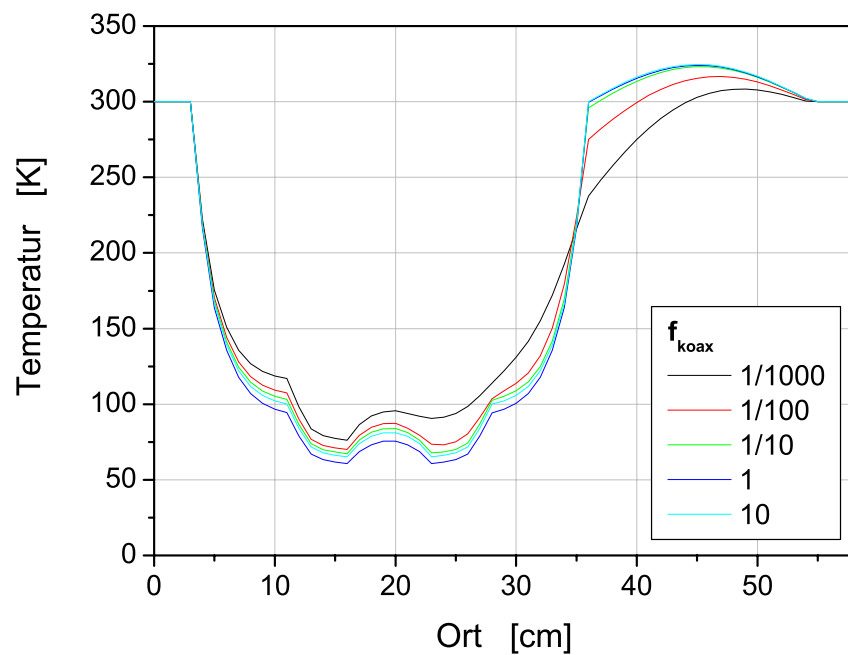


Abbildung 23: Materialtemperatur bei verschiedenen coaxialen Kopplungen und 110 W Kälteleistung

Der sich für $f_{koax} = \frac{1}{100}$ ergebende radiale, stationäre Wärmestrom zwischen Regenerator und Pulsationsröhre ist in der folgenden Abbildung 24 über dem Ort der Pulsationsröhre dargestellt. Ein positiver Wärmestrom bedeutet hierbei, daß vom Regenerator Wärme

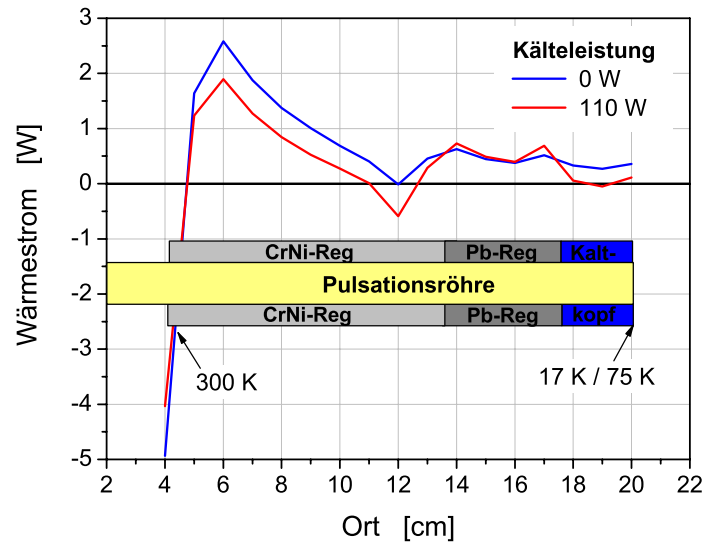


Abbildung 24: Radialer Wärmestrom zwischen Regenerator und Pulsationsröhre

aufgenommen wird. Das ist fast überall der Fall. Nur am warmen Ende des Regenerators gibt dieser Wärme an die Pulsationsröhre ab. Daraus ergibt sich, daß der Regenerator die Pulsationsröhre kühlt und die vom Regenerator zusätzlich aufgenommene Wärme über das Arbeitsgas abtransportiert werden muß. Ein kleiner Teil dieser Wärmemenge wird der Pulsationsröhre am warmen Ende des Regenerators wieder zugeführt. Es kommt somit zu einem Wärmetransport vom kalten Ende der Pulsationsröhre zum warmen Ende des Regenerators. Das ist ein zusätzlicher Wärmetransportmechanismus von einem niedrigen zu einem höheren Temperaturniveau. Allerdings bewirkt dieser, zusätzlich vom Regenerator aufgenommene Wärmestrom, eine Verringerung der Regenerationsleistung. Nach den Ergebnissen der Berechnungen, kommt es durch den zusätzlichen Wärmetransportmechanismus aus dem System Pulsationsröhre zu einer größeren Prozeßverbesserung, als durch eine Verschlechterung der Regenerationsleistung wettgemacht werden kann. Es liegt die Vermutung nahe, daß ein solches Verhalten nur bei einem Regenerator möglich ist, der einen sehr großen thermischen Wirkungsgrad besitzt. Dies ist bei der hybriden Variante der Fall. Entsprechende Berechnungen mit einem schlechteren Regenerator könnten darüber Aufschluß geben.

Fazit der theoretischen Untersuchung ist, daß die koaxiale thermische Kopplung zwischen Regenerator und Pulsationsröhre nach den durchgeführten Berechnungen positiv zu werten ist. Eine entsprechende experimentelle Überprüfung dieser Tatsache ist unbedingt erforderlich, um die Richtigkeit des Ergebnisses abzusichern. Einer, mit der berechneten Wärmeaufnahme des Regenerators von der Pulsationsröhre verbundenen, Temperaturerhöhung im Regenerator, könnte ein auftretender DC-flow in Richtung warmes Ende des Regenerators entgegenwirken.

4.2.4 DC-flow-Untersuchungen

Wie in Unterabschnitt 2.1.2 dargestellt, kann in einem VVPRK ein DC-flow auftreten. Da sein Absolutwert, im Vergleich zu den oszillierenden Massenströmen auf Haupt- und Nebenseite, sehr klein ist (etwa 1 % der Gesamtfüllung), ist seine direkte Messung aufgrund der Meßungenauigkeit unmöglich.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Möglichkeit gefunden, die Größe des auftretenden DC-flow abzuschätzen. Hierzu wurden gemessene zeitliche Druckverläufe, unter Zuhilfenahme der aus Konstruktionsdaten bekannten Ventilsteuerzeiten, ausgewertet. Dabei wurden nach Gleichung (4) die Massenströme über die Systemgrenze VVPRK berechnet und mittels der bekannten Ventilöffnungszeiten den Haupt- bzw. Nebenseiten zugeordnet. Die Differenz, der während eines Prozesses über Haupt- oder Nebenseiten ein- und ausströmenden Massen, ist der Wert des DC-flow. Somit läßt er sich auf zwei Wegen berechnen. Zum einen über den Massenstrom auf der Nebenseite und zum anderen über den Massenstrom auf der Hauptseite. Stimmen beide Ergebnisse überein, ist dieser Wert eine gute Abschätzung für den Wert des DC-flow. Dabei steht ein positives Vorzeichen für einen DC-flow von der Hauptseite zur Nebenseite. Für die Berechnung wurden folgende Annahmen gemacht. Dabei beginnt der Prozeß mit der Einlaßphase. Vergleiche auch mit Abbildung 10.

1. Wenn der Haupteinlaßkanal öffnet, fällt der Massenstrom über den Nebeneinlaßkanal auf Null ab.
2. Wenn der berechnete Gesamtmassenstrom in das System gleich Null ist, ist die Haupteinlaßphase abgeschlossen.
3. Wenn der Hauptaustaßkanal öffnet, fällt der Massenstrom über den Nebenaustaßkanal auf Null ab.
4. Wenn der berechnete Gesamtmassenstrom aus dem System gleich Null ist, ist die Hauptaustaßphase abgeschlossen.

Dies bewirkt Ungenauigkeiten in der Berechnung, da nach Abbildung 10 in Unterabschnitt 4.1.1 auch Massenströme, infolge einer Sogwirkung des kalten Regenerators, auftreten können.

Ein Vorteil des VVPRKs ist, daß man die Strömungswiderstände von Nebeneinlaßkanal und Nebenaustaßkanal unterschiedlich wählen und somit den DC-flow beeinflussen kann. Im Experiment wurden verschiedene Strömungswiderstände eingestellt und die dabei auftretenden zeitlichen Druckverläufe in der Pulsationsröhre gemessen. Die Nebenseitendurchflüsse lassen sich mittels Drosselventilen im Bereich zwischen 0 und 10 Umdrehungen geöffnet variieren, wobei 0 kein Massenstrom und 10 maximaler Massenstrom bedeuten.

Experimentell wurden optimale Drosselventileinstellungen von $NE = 7,6$ Umdrehungen auf und $NA = 6$ Umdrehungen auf gefunden, bei denen der VVPRK die geringste Kaltkopf-temperatur bei einer Kälteleistung von 0 W erreichte. Somit kann davon ausgegangen

werden, daß der bei diesen Einstellungen auftretende DC-flow für den Prozeß am günstigsten ist. Für ihn wurde ein Wert von $2,1 \text{ mg}$ pro Zyklus berechnet. Die Abweichung der Ergebnisse, beider oben beschriebener Methoden, beträgt $0,2 \text{ mg}$ pro Zyklus. Das entspricht einer relativen Abweichung von 10%. Die gesamte, bei einem Prozeß verwendete, Gasmasse beträgt ca. 1500 mg . Nach dieser Methode ist somit für den Prozeß ein kleiner DC-flow von der Hauptkanalseite zur Nebenseite von etwa **1,4 %** der gesamten verwendeten Gasmasse am günstigsten. Dies deckt sich mit Ergebnissen von Gerster [29], der für ein optimales Verhältnis der auf der Nebenseite aus- und einströmenden Masse $m_{aus}/m_{ein} = 1,1$ erhielt. Das entspricht einem relativen DC-flow von etwa **3 %** von der Hauptkanalseite zur Nebenseite. Allerdings liegt der berechnete relative Wert des DC-flow mit **1,4 %** im Rahmen der Meßgenauigkeit der Druckverläufe und ist somit unsicher.

Für verschiedene, um dieses Optimum variierte, Einstellungen ergeben sich die in Tabelle 7 in Anhang A.2 dargestellten, auf die Gesamtgasmasse von 1500 mg pro Prozeß bezogenen, relativen Werte des DC-flow in %. Die Stellung der Drosselventile wird in Umdrehungen offen angegeben. Der bei optimaler Justage der Drosselventile berechnete Wert des DC-flow von 1,4 % tritt auch bei anderen Drosselventilkombinationen auf. Mittels eines erstellten Interpolationsprogrammes wurden die Kombinationen mit einem solchen Wert des DC-flow berechnet. Es ergeben sich die, in der folgenden Tabelle 4 angegebenen, Drosselventileinstellungen in Umdrehungen offen.

NE	NA
5,0	4,0
6,2	5,0
7,6	6,0
9,6	7,0

Tabelle 4: Optimale Drosselventilpaarungen

Da es sich bei der experimentell gefundenen Drosselventilkombination von $NE = 7,6$ und $NA = 6,0$ um ein lokales Optimum handelt, sollte dies auch bei den anderen Paarungen mit gleichem DC-flow der Fall sein. Diese Überlegung wurde experimentell überprüft und der angenommene Sachverhalt konnte bestätigt werden. Als Beispiel sind in Abbildung 25 für $NA = 5,0$ die gemessene Kaltkopf Temperatur T_1 , sowie gemessene Temperaturen an zwei Stellen T_3 und T_4 im Regenerator für verschiedene Werte von NE in Umdrehungen offen aufgetragen. Die Position der Temperaturmeßstellen ist Abbildung 7 zu entnehmen. Das lokale Minimum befindet sich bei $NE = 6,2$. Für $NE > 6,2$ tritt ein DC-flow nahe Null bzw. ein negativer DC-flow und für $NE < 6,2$ ein positiver DC-flow auf. An der Temperaturmeßstelle T_4 erkennt man deutlich, welchen Einfluß der DC-flow auf das Temperaturprofil im Regenerator hat. Ein negativer DC-flow bewirkt eine Verschiebung des Temperaturprofils zum warmen Ende des Regenerators hin, wodurch die Temperatur an dieser Stelle sinkt. Dieser Effekt ist an den Temperaturmeßstellen T_1 und T_3 nicht zu erkennen, da er dort durch eine Temperaturerhöhung, verursacht durch einen mit steigendem DC-flow schlechter werdenden Prozeßverlauf, überspielt wird.

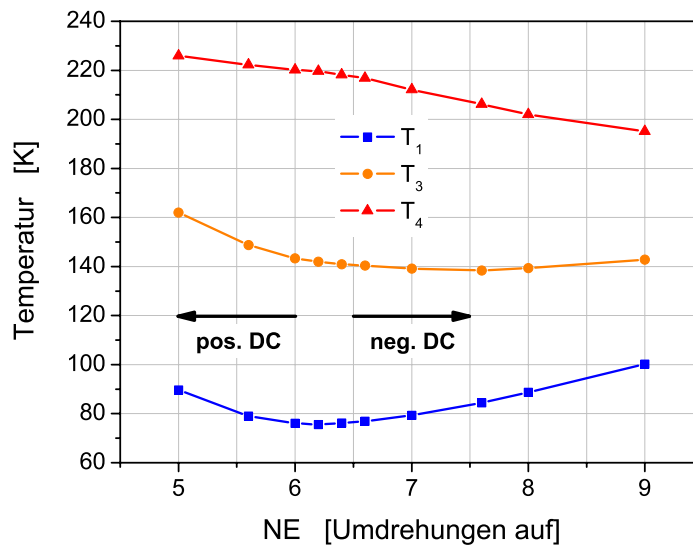


Abbildung 25: Materialtemperatur bei unterschiedlichem DC-flow

Der Unterschied zwischen den in Tabelle 4 angegebenen vier Drosselventilkombinationen, ist die unterschiedliche getauschte Masse über die Nebenkanäle. Bei der Paarung $NE = 5,0$ und $NA = 4,0$ ist die getauschte Masse am geringsten und bei der Paarung $NE = 9,6$ und $NA = 7,0$ am größten. Diese Tatsache kann zu einer Untersuchung des Einflusses der getauschten Gasmasse über die Nebenkanäle in der folgenden Betrachtung herangezogen werden.

4.2.5 Einfluß der Massenströme über die Nebenkanäle

Bei dieser Untersuchung wurde versucht, experimentelle Hinweise auf die Auswirkung von verschiedenen Massenströmen über die Nebenkanäle zu gewinnen. Grundlegende Aspekte hierzu wurden in Unterabschnitt 2.1.2 genannt. Voraussetzung für die Untersuchung ist ein fester Wert des DC-flow. Die verwendeten Drosselventileinstellungen waren die ermittelten Paarungen mit gleichem DC-flow nach Tabelle 4.

Zuerst wurde untersucht, wie sich die Größe des Massenstromes über die Nebenkanäle auf die Kaltkopf Temperatur bei 0 W Kälteleistung auswirkt. Das Ergebnis ist in Tabelle 5 dargestellt.

	NE = 6,2 NA = 5,0	NE = 9,6 NA = 7,0
$p_{Mittel} = 16 \text{ bar}$	16,0	15,9
$p_{Mittel} = 19 \text{ bar}$	15,8	15,0

Tabelle 5: Kaltkopftemperaturen bei verschiedenen Massenströmen über die Nebenkanäle, 0 W Kälteleistung und verschiedenen Mitteldrücken

Es zeigt sich, daß bei einem Systemmitteldruck von $p_{Mittel} = 16 \text{ bar}$ die Kaltkopftemperatur relativ unabhängig von der getauschten Gasmasse ist. Erhöht man hingegen den Mitteldruck auf 19 bar , bewirkt eine Vergrößerung des Massenstromes über die Nebenanäle eine Senkung der Kaltkopftemperatur. Eine Begründung für dieses Verhalten findet man in der jeweils unterschiedlichen thermischen Belastung des Regenerators. Bei einem Systemmitteldruck von 19 bar ist der Regenerator durch den größeren Gasenthalpiestrom thermisch stärker belastet und wird bei einer Massenstromvergrößerung über die Nebenanäle entlastet. Es strömt dann weniger Gas durch den Regenerator. Die Menge des am Prozeß beteiligten Gases bleibt jedoch unverändert und bedingt durch die bessere Regeneration, kommt es zu einer Wirkungsgradsteigerung. Bei einem Mitteldruck von 16 bar ist das nicht der Fall, da der Regenerator wegen des geringeren Gasenthalpiestromes weniger thermisch belastet ist.

Als zweites wurde beobachtet, daß bei hohem Systemmitteldruck und einer Steigerung der Kälteleistung eine kleinere, über die Nebenanäle getauschte, Gasmasse zu besseren Resultaten führt. Bei einer Kälteleistung von 140 W und einem Systemmitteldruck von 19 bar ergaben sich folgende, in Tabelle 6 dargestellten, Kaltkopftemperaturen.

NE = 6,2 NA = 5,0	NE = 7,6 NA = 6,0
81,0	83,7

Tabelle 6: Kaltkopftemperaturen bei verschiedenen Massenströmen über die Nebenanäle, 140 W Kälteleistung und 19 bar Mitteldruck

Das entspricht einer Kaltkopftemperaturerniedrigung von $3,2\%$. Grund für dieses Verhalten ist wiederum die thermische Belastung des Regenerators. Dieser muß bei großen Kaltkopftemperaturen einen geringeren Temperaturunterschied zwischen warmen und kalten Ende realisieren. Folglich kann er auch eine größere Wärmemenge vom Arbeitsgas aufnehmen. Dies wird durch eine Vergrößerung des Gasmassenstromes über den Regenerator erreicht. Das ist genau dann der Fall, wenn der Massenstrom über die Nebenanäle gedrosselt wird.

O glücklich, wer noch hoffen kann,
 Aus diesem Meer des Irrtums aufzutauchen!
 Was man nicht weiß, das eben brauchte man,
 Und was man weiß, kann man nicht brauchen.

Johann Wolfgang von Goethe
 Faust: Der Tragödie erster
 Teil, Vor dem Tor

5 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel der Arbeit war es, Beiträge zum besseren Verständnis der physikalischen Vorgänge eines PRK-Prozesses zu leisten. Mit den dabei gewonnenen Erkenntnissen, sollte der vorhandene VVPRK optimiert und Wege zur weiteren Verbesserung dessen aufgezeigt werden. Zu diesem Zwecke wurde ein Simulationsprogramm, welches erlaubt, den gesamten PRK-Prozeß zu berechnen, entwickelt, experimentell validiert und erfolgreich zur Optimierung auf den vorhandenen VVPRK angewandt. Mit dem Programm können Fragestellungen in der Simulation untersucht werden, deren experimentelle Klärung sehr schwer und aufwendig wäre. Das entwickelte Simulationsprogramm steht, implementiert in der Software MATLAB, der Arbeitsgruppe zur weiteren Verwendung zur Verfügung.

5.1 Prozeßverständnis

Zur Erweiterung des Verständnisses eines PRK-Prozesses wurden folgende Beiträge geleistet:

1. Studium des Einflusses wichtiger Betriebsparameter, wie Frequenz und Systemdruck, auf die Leistungsfähigkeit des PRKs. ↑ Unterabschnitt 2.1.2 und Abschnitt 2.2
2. Untersuchungen zum hybriden Regenerator im Hinblick auf die Notwendigkeit der Porositätssenkung im Kaltteil und der Regeneratorlänge. ↑ Unterabschnitte 2.2.3, 4.2.1 und 4.2.2
3. Berechnung der Strömungsverhältnisse im gesamten PRK und Untersuchungen zum Massenstrom über die Nebenanäle. ↑ Unterabschnitte 4.1.1, 4.1.2 und 4.2.5
4. Aufschlüsse über die Gastemperaturverteilung in der Pulsationsröhre während eines Prozesses und Bestätigung der experimentellen Ergebnisse, daß sich das Gastemperaturmaximum nicht am warmen Ende der Pulsationsröhre befindet. ↑ Unterabschnitt 4.1.3
5. Erklärung des kälteerzeugenden Prozesses, vor allem im Hinblick auf den zeitlichen Ablauf der einzelnen physikalischen Vorgänge. ↑ Unterabschnitte 4.1.3 und 4.1.4
6. Untersuchungen zum Einfluß der koaxialen Kopplung von Regenerator und Pulsationsröhre. ↑ Unterabschnitt 4.2.3
7. Vorhersage des Auftretens eines weiteren Energietransportmechanismus vom kalten Ende der Pulsationsröhre zum warmen Ende des Regenerators, durch Kopplung und thermischen Kontakt beider Bauteile. ↑ Unterabschnitt 4.2.3
8. Messungen und Berechnungen zum DC-flow, sowie eine quantitative Abschätzung der Größe des DC-flow bei dem vorhandenen VVPRK. ↑ Unterabschnitt 4.2.4

5.2 Optimierung des vorhandenen Pulsationsröhrenkühlers

Mit den gewonnenen Erkenntnissen, sowie unter Verwendung des entwickelten Simulationsmodells, konnte der vorhandene VVPRK erfolgreich optimiert werden. Die erzielten Verbesserungen sind im Einzelnen:

1. Konstruktion eines neuen hybriden Regenerators mit einer kleineren Porosität des bleibeschichteten Drahtsiebgewebes im Kaltteil. ↑ Unterabschnitt 4.2.1
2. Optimierung der Drosselventileinstellungen der Nebenkanäle bezüglich des DC-flow und des Massenstromes. ↑ Unterabschnitte 4.2.4 und 4.2.5
3. Verbesserung der Regeneratoranströmung an dessen warmen Ende. ↑ Abschnitt 2.2

Internationaler Stand der Arbeitsgruppe

Abbildung 26 zeigt die Kennlinien von PRKn verschiedener internationaler Arbeitsgruppen. Der Systemmitteldruck (Fülldruck) beträgt 16 bar. Dabei ist zu sehen, daß bei dem VVPRK unserer Arbeitsgruppe, sowohl eine hohe Kälteleistung bei 80 K Kaltkopftemperatur als auch eine sehr tiefe Minimaltemperatur von 16,7 K erreicht werden.

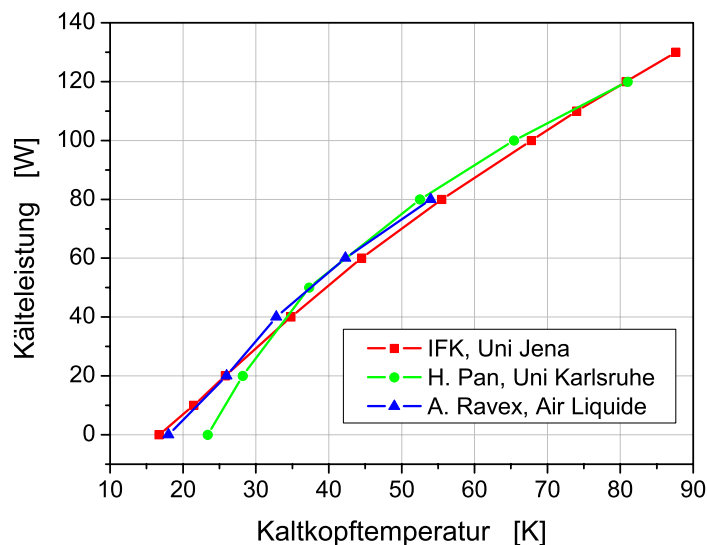


Abbildung 26: Leistungskennlinien im internationalen Vergleich

Durch eine Erhöhung des Systemmitteldruckes auf 19 bar, konnte die **Minimaltemperatur** unseres VVPRKs auf **15 K** gesenkt und eine **Kälteleistung von 140 W bei einer Kaltkopftemperatur von 81 K** erreicht werden. Dies ist bei den konkurrierenden Arbeitsgruppen nicht der Fall. In [57] wird berichtet, daß durch eine Erhöhung des Systemmitteldruckes auf 18,3 bar zwar die Kaltkopftemperatur bei 120 W Kälteleistung auf 69,1 K gesenkt wird, aber bei 0 W Kälteleistung um 1,2 K auf 24,6 K steigt. Abbildung 27 zeigt die Kennlinien für diesen Fall. Daran ist der erhebliche Leistungsvorteil unseres VVPRKs bei Kaltkopftemperaturen kleiner als 30 K zu erkennen.

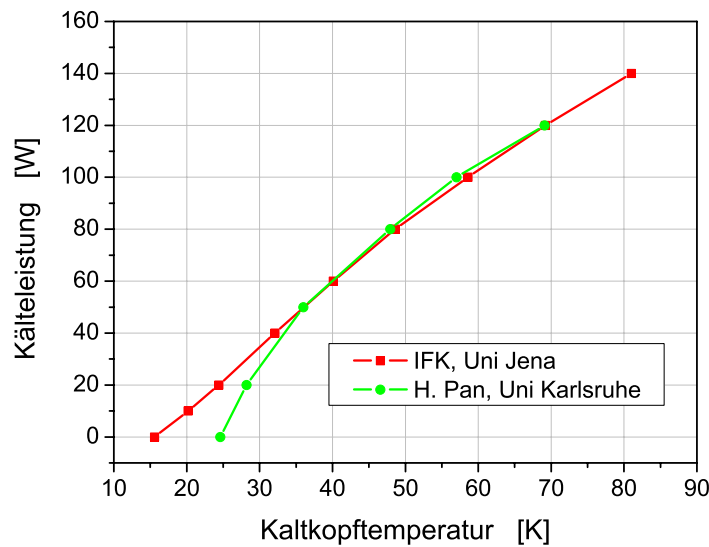


Abbildung 27: Leistungskennlinien bei hohem Systemmitteldruck

Beispielsweise erreicht unser VVPRK bei ca. 25 K Kaltkopftemperatur noch eine Kälteleistung von 20 W, wohingegen der VVPRK von Pan bei dieser Temperatur keine Kälteleistung mehr zur Verfügung stellen kann. Ein Grund für diesen Unterschied ist der bessere Regenerator unseres Kühlers, welcher bei tiefen Temperaturen eine größere Wärmemenge regenerieren kann als Konkurrenzmodelle.

5.3 Weitere Untersuchungen und Verbesserungsvorschläge

Aus den Untersuchungen in Abschnitt 4.2 ergeben sich noch einige interessante Fragestellungen, deren Aufklärung im vorgegebenen Zeitrahmen nicht möglich war. Es sind, mittels der durchgeführten Berechnungen, Effekte vorhergesagt worden, deren experimenteller Nachweis noch aussteht. Weiterhin können mit dem entwickelten Simulationsmodell eine Reihe von Veränderungen an dem vorhandenen VVPRK auf ihren Nutzen vorab überprüft werden. Einige Vorschläge zur weiteren Untersuchung und Optimierung von PRKn werden im Folgenden genannt:

1. Regenerator

- a) Bei der in Unterabschnitt 4.2.1 durchgeführten Untersuchung wurde der Einfluß der inneren Geometrie des Bleiregenerators studiert und diese optimiert. Ebenso kann man auch dessen Länge verändern. In durchgeführten Berechnungen hat sich gezeigt, daß ein etwas kürzerer Bleiregenerator mit einer Porosität von 0,35 zu besseren Ergebnissen führen würde. Eine systematische Nachrechnung dessen, wäre allerdings noch erforderlich.
- b) In Unterabschnitt 4.2.2 wurde festgestellt, daß die Verbesserung des PRK-Prozesses durch einen hybriden Regenerator eine Folge der kleineren Porosität im Kaltteil ist und nicht der größeren spezifischen Wärmekapazität des

Bleis, gegenüber dem Edelstahl, zuzuschreiben ist. Diese Aussage müßte noch experimentell überprüft werden, wobei die Schwierigkeit darin besteht, Edelstahldrahtsiebgewebe mit einer Porosität kleiner als 0,65 zu erwerben. Eine Möglichkeit bestünde darin, Edelstahldrahtsiebgewebe zu walzen und somit dessen Porosität auf 0,4 zu senken. Man müßte dann auch Edelstahldrahtsiebgewebe mit einer Porosität von 0,7 auf diese Weise herstellen. Damit könnte man einmal einen Regenerator mit einer konstanten Porosität von 0,7 aufbauen und ein weiteres Mal einen hybriden Regenerator mit einer Porosität von 0,4 im Kaltteil. Somit hätte man in beiden Fällen gleiche Materialumströmungen und wäre in der Lage, die Aussage der Berechnungen zu überprüfen. Eine weitere Möglichkeit bestünde in der Beschichtung mit anderen Materialien, wie beispielsweise Kupfer. Nachteilig wäre dabei dessen große Wärmeleitfähigkeit.

- c) Ebenso könnte man einen inhomogenen Edelstahlregenerator konstruieren, dessen Porosität am kalten Ende ein Minimum und am warmen Ende ein Maximum hat. Nach einer entsprechenden Anpassung des Simulationsprogrammes, sollte eine Vorabberechnung dazu möglich sein.

2. Koaxiale Kopplung zwischen Regenerator und Pulsationsröhre

- a) Notwendig ist eine experimentelle Überprüfung der gefundenen Tatsache, daß sich die koaxiale thermische Kopplung zwischen Regenerator und Pulsationsröhre positiv auf den PRK-Prozeß auswirkt. Hierzu kann der, in der Arbeitsgruppe vorhandene, U-förmige VVPRK verwendet werden. Man könnte an ihm die thermische Kopplung zwischen Regenerator und Pulsationsröhre durch Wärmeleitbleche aus Kupfer zwischen beiden Bauteilen realisieren.
- b) Mit dem Simulationsprogramm könnten Berechnungen zum Einfluß der koaxialen thermischen Kopplung, bei einer axialen Verschiebung des Regenerators gegenüber der Pulsationsröhre, durchgeführt werden.

3. Konstruktion eines zweistufigen koaxialen VVPRKs

Nach der notwendigen experimentellen Bestätigung der berechneten Verbesserung des Prozesses durch eine koaxiale thermische Kopplung, könnte ein entsprechender zweistufiger Aufbau sinnvoll sein. Die Umsetzung dieser thermischen Kopplung ist zwar thermodynamisch anspruchsvoll, aber konstruktiv einfach zu realisieren, wie in Abbildung 29 in Anhang A.3 verdeutlicht ist.

Somit sollten auch Kaltkopftemperaturen unterhalb von 15 K erreicht werden. Nach [58, 59] sind die Steuerzeiten der Hauptventile beider Stufen gleich und die der Nebenventile nur geringfügig verschieden. Dies sollte allerdings bei einer Konstruktion mit koaxialer thermischer Kopplung noch einmal überprüft werden.

Unser Verständnis von der Welt ist ein Produkt unserer Phantasie und ohne sie bleibt eine Erkenntnis verwehrt.

A Anhang

A.1 Beschreibung des Lösungscode

Es wird eine Beschreibung des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Lösungscode zur Simulation eines einstufigen, coaxialen VVPRKs gegeben. Dabei werden die einzelnen Programmteile beschrieben und auf wichtige Besonderheiten eingegangen.

Eingangsdaten

Neben der Kenntnis von Anfangs- und Randbedingungen ist eine genaue Kenntnis des konstruktiven Aufbaus des PRKs, wie Abmessungen und Form der Bauteile sowie deren thermische Wechselwirkung notwendig. Weiterhin muß das thermische Verhalten der am Prozeß beteiligten Stoffe Arbeitsfluid [60], Regeneratormaterialien [61, 62, 63] und Pulsationsröhrenmaterial [56] bekannt sein. Zusätzlich müssen Meßwerte für den in der Reibungskraft auftretenden Reibungsfaktor f_R und den in den Energiegleichungen enthaltenen Wärmeübergangskoeffizient α zwischen Gas und Festkörper vorhanden sein. Es gibt Untersuchungen zum instationären Druckverlust in Drahtsiebgewebe [64]. Diese zeigen eine Abweichung vom stationären Fall. Verwertbare Ergebnisse hierzu liegen jedoch noch nicht vor, so daß für Reibungsfaktor und Wärmeübergangskoeffizient in Drahtsiebgewebe Werte für stationäre Messungen aus [47] verwendet werden.

Programmenteile

Das Programm besteht aus einem Eingabeteil, einem Berechnungsteil und einem Ausgabeteil. Seine Struktur ist in Abbildung 28 dargestellt.

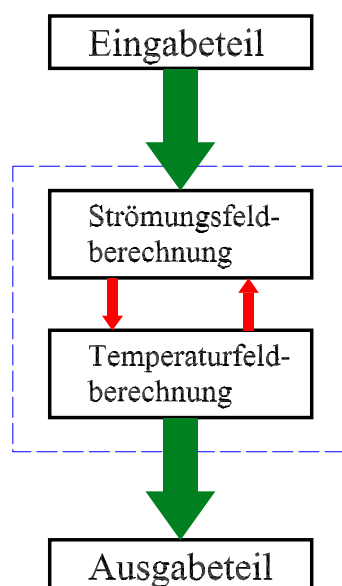


Abbildung 28: Programmstruktur

Im Eingabeteil werden alle konstruktiven Parameter, Prozeßparameter und Rechenparameter eingegeben. Der Berechnungsteil unterteilt sich pro Zeitschritt in einen Teil zur Bestimmung der Stoffwerte, einen Lösungsalgorithmus zur Berechnung des Strömungsfeldes und einen Lösungsalgorithmus zur Berechnung des Temperaturfeldes. Im Ausgabeteil werden alle während des Prozesses berechneten Felder abgespeichert und können somit aufgerufen werden. An Übergangsstellen, wo sich Geometrie oder Materialeigenschaften sprunghaft ändern, wird mit harmonischen Übergängen gearbeitet [43]. Dies ist beispielsweise beim Übergang zwischen Edelstahlregenerator und Bleiregenerator an der Stelle n_{CrNi} der Fall.

Im Folgenden werden die einzelnen Programmteile etwas genauer beleuchtet. Die Zeilenangaben sind dabei nur Richtwerte. Einige Zeilen sind abgeschaltet, wie zum Beispiel die Anfangsbedingungen, da hierbei mit schon einmal berechneten Werten weitergearbeitet wird.

1. Eingabeteil

Der Eingabeteil erstreckt sich über die Programmzeilen 1 bis 865 und untergliedert sich wie folgt:

- 0001.....0051 kurze Programmbeschreibung
- 0002.....0087 Eingabe von Vorfaktoren und Steuerungsparametern
- 0088.....0130 Eingabe von Rechenparametern, wie Ortsschrittweite und Kälteleistung
- 0131.....0300 Eingabe von konstruktiven Parametern
- 0301.....0355 Berechnung notwendiger Systemgrößen
- 0356.....0665 Berechnung von weiteren konstruktiven Werten
- 0666.....0775 Anlegen aller, für die Berechnung notwendigen Felder
- 0776.....0785 Bereich für Heizung anlegen
- 0786.....0835 Diffusionsterme in bestimmten Bereichen künstlich vergrößern
- 0836.....0865 Anfangsbedingungen festlegen

2. Berechnungsteil

Dieser Programmteil untergliedert sich in einen Teil zur Berechnung der für den jeweiligen Zeitschritt notwendigen Stoffwerte und den Lösungsalgorithmus. Dieser wiederum ist so angelegt, daß zuerst mit einer gegebenen Temperaturverteilung das Strömungsfeld berechnet wird, also Druck und Massenstrom. Anschließend wird mit diesen Werten das Temperaturfeld für Gas und Festkörper berechnet. Diese Vorgehensweise spart Rechenzeit, da hierbei für beide Felder verschiedene Zeitschrittweiten verwendet werden können. Bei der Strömungsfeldberechnung ist der Zeitschritt nach Gleichung (39) durch die Schallgeschwindigkeit vorgegeben, bei der Temperaturfeldberechnung durch die Strömungsgeschwindigkeit. Das ermöglicht einen, um eine Größenordnung größeren Zeitschritt, bei der Temperaturfeldberechnung zu verwenden. Nachteil dieser Vorgehensweise ist eine Genauigkeitseinbuße, da die jeweiligen Felder immer mit konstanten Werten der anderen

berechnet werden. Weiterhin beinhaltet der Berechnungsteil eine Steuerung zur Verkleinerung der Zeitschrittweite, wenn das Verfahren nicht konvergiert. Der Berechnungsteil erstreckt sich über die Programmzeilen 866 bis 1940 und hat folgende Struktur:

a) Berechnung der Stoffwerte

- 0869 Beginn Prozeßschleife
- 0870.....0884 Werte aus altem Prozeß übernehmen
- 0885.....0968 thermische Eigenschaften der Konstruktionsmaterialien festlegen
 - 0973 Beginn Zeitschleife mit einer Schrittweite von 1 ms
- 0982.....0994 Randbedingungen Strömungsfeld festlegen
- 0995.....1006 Stoffwerte von Helium einlesen (aus Tabelle)
- 1007.....1450 Berechnung von Reibungsbeiwert und Wärmeübergangskoeffizient

b) Lösungsalgorithmus

- 1451.....1468 Beginn Zeitschleife realer Zeitschritt Δt
- 1483.....1572 Berechnung des Strömungsfeldes
- 1573.....1725 Berechnung des Temperaturfeldes
- 1728.....1784 Randbedingungen Temperaturfeld festlegen
 - 1791 Ende Zeitschleife realer Zeitschritt

c) Steuerung

- 1792.....1866 Fehlersteuerung
 - 1895 Ende Zeitschleife mit Schrittweite 1 ms
 - 1929 Ende Prozeßschleife

3. Ausgabeteil

Während der Berechnung werden wichtige Prozeßdaten wie Fortschritt, aktuelle Kaltkopf-temperatur und die zeitliche Veränderung der Kaltkopftemperatur, sowie Schrittweiten ausgegeben. Alle berechneten Felder werden am Ende eines Prozesses in einer Datei gespeichert und bei jedem Prozeß wieder überschrieben. Die letzten Programmzeilen dienen der Berechnung und der Ausgabe der genannten Prozeßdaten und der benötigten Rechenzeit.

Ausgabedaten

Eine Beschreibung der Ausgabedaten wurde in Abschnitt 3.5 vorgenommen.

A.2 Berechnete Werte des relativen DC-flow

NA→ NE↓	4	5	6	7
1	13,7	17,2	21,2	22,5
2	11,4	17,4	16,4	19,0
3	7,2	10,1	12,7	15,7
4	4,0	7,6	8,9	12,3
5	1,1	3,8	7,2	9,3
6	-1,9	1,6	4,2	7,4
7	-3,4	-1,3	2,0	4,5
8	-4,5	-2,0	-0,1	3,7
9	-6,1	-4,0	-0,5	0,8
10	-7,7	-4,7	-3,1	-0,2

Tabelle 7: Relativer Wert des DC-flow in % bei verschiedenen Drosselventileinstellungen

A.3 Idee eines zweistufigen coaxialen Pulsationsröhrenkühlers

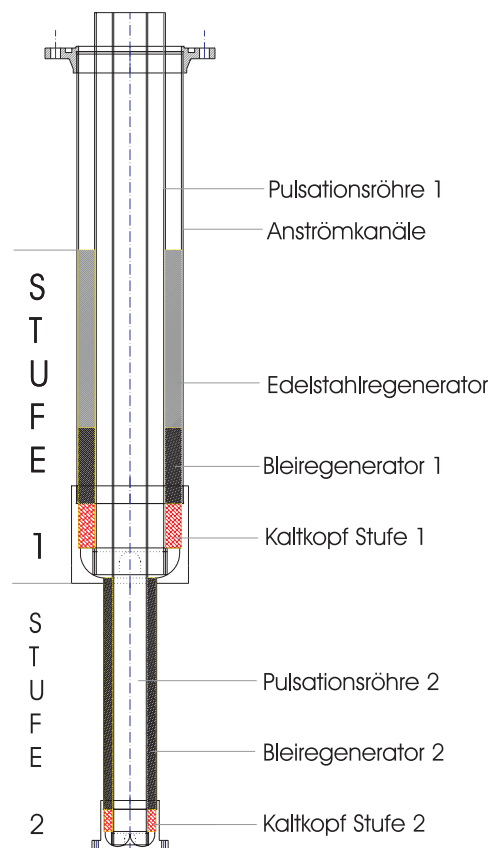


Abbildung 29: Vorschlag eines zweistufigen coaxialen VVPRKs

Bemerkungen:

Die genaue konstruktive Umsetzung bedarf noch vielfältigen weiteren Überlegungen. Der Anschluß der zweiten Stufe könnte durch eine Anflanschung dieser an den Kaltkopf der Ersten erfolgen, indem die Kaltkopfunterseite aufgebohrt und damit eine mechanische und pneumatische Verbindung zwischen erster und zweiter Stufe geschaffen wird. Somit bestünde eine direkte Verbindung zwischen dem kalten Ende der Pulsationsröhre der ersten Stufe und dem warmen Ende des Regenerators der zweiten Stufe. Eine Steuerung des Massenstromes könnte über eine Scheibe mit definierten Bohrungen erfolgen, die in die Verbindungsstelle eingebracht wird.

Die coaxiale Anordnung des Regenerators der zweiten Stufe sollte wie in der Abbildung dargestellt erfolgen. Dieser lange Regenerator hätte eine Minimierung der Längswärmeleitung und eine gute Kühlung der Pulsationsröhre zur Folge. Welches Regeneratormaterial für die zweite Stufe zu verwenden ist, gilt noch zu klären. Zum Erreichen von sehr tiefen Temperaturen, sollte man in die Überlegungen seltene Erden mit einbeziehen.

Literatur

- [1] A. J. Organ, The Regenerator and the Stirling Engine, Mechanical Engineering Publications, 1997
- [2] M. Thirumaleshwar and S. V. Subrammanyam, Gifford–McMahon cycle – a theoretical analysis, Cryogenics 1986, Volume 26, S. 177–188
- [3] P. C. T. de Boehr, Thermodynamic analysis of the basic pulse–tube refrigerator, Cryogenics 1994, Volume 9, S. 699–710
- [4] J. Liang, A. Ravex und P. Rolland, Study on pulse tube refrigeration, Part 1: Thermodynamic nonsymmetry effect, Cryogenics 1996, Volume 36, S. 87–93
- [5] W. E. Gifford, R. C. Longworth, Pulse tube refrigeration, Transactions of the ASME, April 1964, S. 264
- [6] W. E. Gifford, R. C. Longworth, Pulse tube refrigeration process, Advances in Cryogenic Engineering, Plenum Press, New York 1965, Volume 10, S. 69
- [7] M. David, J. C. Maréchal, Y. Simon und C. Guilpin, Theory of ideal orifice pulse tube refrigerator, Cryogenics 1993, Volume 33, No. 2, S. 154–161
- [8] S. W. Zhu und Z. Q. Chen, Isothermal model of pulse tube refrigerator, Cryogenics 1994, Volume 34, No. 7, S. 591–595
- [9] L. W. Yang, Y. Zhou, J. T. Liang, Theoretical analysis of refrigeration and losses in a pulse tube, Advances in Cryogenic Engineering, Plenum Press 2000, Volume 45, S. 175–182
- [10] R. Wagner, Thermodynamische Untersuchungen an einem Vier–Ventil–Pulsationsröhrenkühler, Diplomarbeit, D96–26, Friedrich–Schiller–Universität Jena 1996, S. 33–35
- [11] A. Waldauf, Untersuchungen an Pulsationsröhrenkühlern, Dissertation, Friedrich–Schiller–Universität Jena 2004
- [12] P. J. Storch und R. Radebaugh, Development and experimental test of an analytical model of the orifice pulse tube refrigerator, Advances in Cryogenic Engineering, Plenum Press, New York 1988, Volume 33, S. 851
- [13] R. Dürselen, Rechnergestützte Verlustanalyse und Beiträge zur günstigeren Gestaltung einer Kleinkältemaschine, Diplomarbeit, Friedrich–Schiller–Universität Jena 1986, S. 4–14
- [14] L. Reißig, Untersuchungen zum intrinsischen Verhalten von Pulsationsröhrenkühlern, Diplomarbeit, Friedrich–Schiller–Universität Jena 1998, S. 16–37

- [15] S. Wild, Untersuchungen ein- und zweistufiger Pulsrohrkühler, VDI Fortschrittsbericht, Reihe 19: Wärmetechnik/Kältetechnik 1997, Nr. 105, S. 58–61
- [16] I. Rühlich, Strömungstechnische Optimierung von Regeneratoren für Gaskältemaschinen, VDI Fortschrittsbericht, Reihe 19: Wärmetechnik/Kältetechnik 1999, Nr. 117, S. 21–43
- [17] L. W. Yang, Shuttle Loss in Pulse Tube, Cryocoolers 11, ICC 2000, S. 353–362
- [18] J. Gerster, M. Thürk, L. Reißig und P. Seidel, Hot end loss at pulse tube refrigerators, Cryogenics 1998, Volume 38, No 6, S. 679–682
- [19] R. Hackenberger, Aufbau eines Kaltkopfes nach dem Pulse–Tube–Prinzip und Vermessung seiner Leistungsparameter, Diplomarbeit, Friedrich–Schiller–Universität Jena 1995, S. 14
- [20] R. Wagner, Thermodynamische Untersuchungen an einem Vier–Ventil–Pulsationsröhrenkühler, Diplomarbeit, D96–26, Friedrich–Schiller–Universität Jena 1996, S. 52
- [21] J. Blaurock, R. Hackenberger, P. Seidel und M. Thürk, Compact Four–Valve Pulse Tube Refrigerator in Coaxial Configuration, Cryocoolers 8, ICC 1995, S. 395–401
- [22] A. Ravex, P. Rolland und J. Liang, Experimental study and modelisation of a pulse tube refrigerator, Cryogenics 1992, Volume 32, S. 9–11
- [23] L. Reißig, Untersuchungen zum intrinsischen Verhalten von Pulsationsröhrenkühlern, Diplomarbeit, Friedrich–Schiller–Universität Jena 1998, S. 13–16
- [24] R. Wagner, Thermodynamische Untersuchungen an einem Vier–Ventil–Pulsationsröhrenkühler, Diplomarbeit, D96–26, Friedrich–Schiller–Universität Jena 1996, S. 46–48
- [25] D. Gedeon, DC Gas Flows in Stirling and Pulse Tube Cryocoolers, Cryocoolers 9, Plenum Press, New York 1997, S. 385–392
- [26] A. Waldauf, M. Thürk, P. Seidel, Observation and control of temperature instabilities in a four–valve pulse tube refrigerator, Cryogenics 2003, S. 75–79
- [27] Y. L. Ju, C. Wang und Y. Zhou, Dynamic experimental investigation of a multi–bypass pulse tube refrigerator, Cryogenics 1997, S. 357–361
- [28] C. Wang, G. Thummes und C. Heiden, Control of DC gas flow in a single–stage double–inlet pulse tube cooler, Cryogenics 1998, S. 843–847
- [29] J. J. Gerster, Störarmer Vier–Ventil–Pulsrohr–Refrigerator zur Kühlung von hochempfindlichen supraleitenden Magnetfeldsensoren, VDI Fortschrittsbericht, Reihe 19: Wärmetechnik/Kältetechnik 1999, Nr. 122, S. 34–37

- [30] A. Waldauf, Untersuchungen an Pulsationsröhrenkühlern, Dissertation, Friedrich-Schiller-Universität Jena 2004, S. 37–38
- [31] R. Hackenberger, Aufbau eines Kaltkopfes nach dem Pulse-Tube-Prinzip und Vermessung seiner Leistungsparameter, Diplomarbeit, Friedrich-Schiller-Universität Jena 1995, S. 41–45
- [32] A. Waldauf, T. Köttig, S. Moldenhauer, M. Thürk und P. Seidel, Improved Cooling Power by means of a Regenerator made from Lead Wire Mesh, International Cryocooler Conference, New Orleans 2004, to be published
- [33] T. Köttig, R. Nawrodt, S. Moldenhauer, M. Thürk und P. Seidel, Research on a Novel Regenerator Material Improving the Performance of a Single Stage Pulse Tube Cooler, Cryogenic Engineering Conference and International Cryogenic Material Conference (CEC/ICMC) 2005, angemeldet
- [34] T. Köttig, S. Moldenhauer, M. Thürk und P. Seidel, Neuartige Blei-Regeneratormaterialien für Kältemaschinen im Temperaturbereich unterhalb 60 K, Frühjahrstagung DPG 2005, Posterbeitrag, angemeldet
- [35] J. Brechling, Strömungsmeßtechnik, Studienbrief der Technischen Universität Dresden 1998, S. 50–57
- [36] N. Elsner, S. Fischer, J. Huhn, Grundlagen der Technischen Thermodynamik, Band 2: Wärmeübertragung, Akademie-Verlag, 8. Auflage 1993
- [37] A. Hofmann, Modellierung des Pulsrohrkühlers, April 1994
- [38] A. Hofmann und S. Wild, A Model for Analysing Ideal Double Inlet Pulse Tube Refrigerators, Cryocoolers 8, ICC 1994, S. 371–381
- [39] C. S. Kirkconnel, G. T. Colwell, Parametric Studies on a Numerical, Nonlinear Pulse Tube Flow, Journal of Fluids Engineering 1997, Volume 119, S. 831–837
- [40] S. Jeong, K. Nam und J. Jung, Regenerator Characterization under Oscillating Flow and Pulsating Pressure, Cryocoolers 12, Plenum Press, New York 2003, S. 531–537
- [41] I. Rühlich, Strömungstechnische Optimierung von Regeneratoren für Gaskältemaschinen, VDI Fortschrittsbericht, Reihe 19: Wärmetechnik/Kältetechnik 1999, Nr. 117
- [42] A. Hofmann, Numeric Code for the Design of Pulse Tube Coolers, to be presented at ICC 13, New Orleans, 29. März bis 1. April 2004
- [43] B. Noll, Numerische Strömungsmechanik, Springer-Verlag 1993
- [44] Ch. Hirsch, Numerical Computation of Internal and External Flows, Volume 2: Computational Methods for Inviscid and Viscous Flows, John Wiley Sons 1997

- [45] R. Grundmann, Numerische Methoden (CFD), Studienbrief der Technischen Universität Dresden 2000
- [46] S. V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere 1980
- [47] W. M. Kays, A. L. London, Hochleistungswärmeübertrager, Akademie-Verlag 1973
- [48] Ch. Hirsch, Numerical Computation of Internal and External Flows, Volume 1: Fundamentals of Numerical Discretization, John Wiley Sons 1997
- [49] A. Biran, M. Breiner, MATLAB für Ingenieure, Addison-Wesley 1995
- [50] R. A. Ackermann, Cryogenic Regenerativ Heat Exchangers, Plenum Press 1997
- [51] H. Hausen, Wärmeübergang im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom, Springer-Verlag, 2. Auflage 1976
- [52] H. Pan, Weiterentwicklung von ein- und zweistufigen Pulsrohrkühlern, Dissertation, Universität Karlsruhe 2001, S. 51–60
- [53] S. Moldenhauer, T. Köttig, A. Waldauf, M. Thürk, P. Seidel, Numerical and experimental analysis of a Pulse-Tube Refrigerator, Institutsbericht IFK, Friedrich-Schiller-Universität Jena 2004
- [54] T. Köttig, Untersuchungen zum Aufbau leistungsstarker koaxialer Pulsationsröhrenkühler, Diplomarbeit, Friedrich-Schiller-Universität Jena 2003, S. 23–26
- [55] R. A. Ackermann, Cryogenic Regenerativ Heat Exchangers, Plenum Press 1997, S. 94–95
- [56] H. Frey, R. A. Haefer, Tieftemperaturtechnologie, VDI-Verlag 1981, S. 178
- [57] H. Pan, Weiterentwicklung von ein- und zweistufigen Pulsrohrkühlern, Dissertation, Universität Karlsruhe 2001, S. 101–102
- [58] H. Pan, Weiterentwicklung von ein- und zweistufigen Pulsrohrkühlern, Dissertation, Universität Karlsruhe 2001, S. 71–97
- [59] S. Wild, Untersuchungen ein- und zweistufiger Pulsrohrkühler, VDI Fortschrittsbericht, Reihe 19: Wärmetechnik/Kältetechnik 1997, Nr. 105, S. 75–79
- [60] R. D. McCarty, Thermodynamical Properties of Helium 4 from 4 to 300 R with pressures to 1500 PSIA, National Bureau of Standards, Note No. 631, US Government Printing Office, Washington D.C.
- [61] R. A. Ackermann, Cryogenic Regenerativ Heat Exchangers, Plenum Press 1997, S. 92
- [62] G. F. Hewitt, Heat exchanger design handbook, Begell House Inc., New York 1998

- [63] R. Dürselen, Rechnergestützte Verlustanalyse und Beiträge zur günstigeren Gestaltung einer Kleinkältemaschine, Diplomarbeit, Friedrich–Schiller–Universität Jena 1986, S. 30–32
- [64] T. S. Zhao, P. Cheng, Oscillatory pressure drops through a woven–screen packed column subjected to a cyclic flow, *Cryogenics* 1998, Volume 36, S. 843–847
- [65] E. Richter, Wärme– und Stoffübergang in Strömungen, Studienbrief der Technischen Universität Dresden 1999, Teil 1 – Formelsammlung
- [66] D. A. Anderson, Computational fluid mechanics and heat transfer, Hemisphere 1984
- [67] K. Iben, U. Iben, Starthilfe Strömungslehre, Teubner–Verlag 1999
- [68] W. Albring, Angewandte Strömungslehre, Akademie–Verlag, 5. Auflage 1978

Abbildungsverzeichnis

1	Aufbau eines coaxialen VVPRKs	5
2	Frequenzabhängigkeit der Kaltkopf­temperatur	11
3	Dynamische Verlustleistungen	12
4	Temperatur am warmen Ende des Bleiregenerators	13
5	Kaltkopf­temperatur in Abhängigkeit von der Edelstahlregeneratorlänge . .	14
6	Prallscheibe vor dem Regenerator	15
7	Eindimensionales Modell des coaxialen VVPRKs	19
8	Temperaturverteilung in den Bauteilen des VVPRKs	26
9	Zeitlicher und räumlicher Druckverlauf im VVPRK	30
10	Vergleich gemessener und berechneter Massenstrom am warmen Ende des Regenerators	31
11	Vergleich gemessener und berechneter Druckverlauf in der Pulsationsröhre	33
12	Berechnete Arbeitsgastemperatur	34
13	Gastemperatur beim Ausströmen über den Nebenauslaßkanal	35
14	Gastemperatur beim Einströmen über den Nebeneinlaßkanal	35
15	Zeitlicher Gastemperaturverlauf in der Pulsationsröhre	36
16	Räumlicher Materialtemperaturverlauf	37
17	Materialtemperatur des warmen Endes der Pulsationsröhre	38
18	Zeitlicher Temperaturverlauf im Bleiregenerator	39
19	Kaltkopf­temperatur bei einer Kälteleistung von 0 W	41
20	Materialtemperaturverlauf bei einer Kälteleistung von 110 W	42
21	Leistungskennlinien alte und neue Konstruktion	43
22	Materialtemperatur bei verschiedenen coaxialen Kopplungen und 0 W Kälte- leistung	46
23	Materialtemperatur bei verschiedenen coaxialen Kopplungen und 110 W Kälteleistung	46
24	Radialer Wärmestrom zwischen Regenerator und Pulsationsröhre	47
25	Materialtemperatur bei unterschiedlichem DC-flow	50
26	Leistungskennlinien im internationalen Vergleich	53
27	Leistungskennlinien bei hohem Systemmitteldruck	54
28	Programmstruktur	56
29	Vorschlag eines zweistufigen coaxialen VVPRKs	60

Tabellenverzeichnis

1	Geometriezuordnungen	30
2	Konstruktionsparameter der Ausgangsregeneratorversion	40
3	Gegenüberstellung von alter und neuer Regeneratorversion	43
4	Optimale Drosselventilpaarungen	49
5	Kaltkopftemperaturen bei verschiedenen Massenströmen über die Neben- kanäle, 0 W Kälteleistung und verschiedenen Mitteldrücken	50
6	Kaltkopftemperaturen bei verschiedenen Massenströmen über die Neben- kanäle, 140 W Kälteleistung und 19 <i>bar</i> Mitteldruck	51
7	Relativer Wert des DC-flow in % bei verschiedenen Drosselventileinstellungen	59